



И.Т. Глебов

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ

РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Уральский государственный лесотехнический университет

И.Т. Глебов

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО
ОБОРУДОВАНИЯ**

Екатеринбург

2004

УДК 674.05/059(075.8)

Рецензенты:

директор ФГУП УралНИИПдрев, канд. техн. наук А.Г. Гороховский,
зав. лабораторией №11 ФГУП УралНИИПдрев, канд. техн. наук
В.И. Лашманов

Глебов И.Т.

Проектирование деревообрабатывающего оборудования. –
Екатеринбург: Урал. гос. лесотехн. ун-т, 2004. – 232 с.
ISBN 5-230-25725-3.

Приведены общие сведения о методологии и стадиях проектирования. Изложены правила проектирования и конструирования основных функциональных узлов и общего вида машин.

Книга адресована студентам специальности 170402, а также специалистам лесопромышленного комплекса.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Уральского государственного лесотехнического университета.

УДК 674.05/059(075.8)

ISBN 5–230–25725–3

© И.Т. Глебов, 2004

© Уральский государственный
лесотехнический университет, 2004

Человек должен верить, что непонятное можно понять; иначе он не стал бы размышлять о нем

В. Гете

Предисловие

В книге с названием "Проектирование деревообрабатывающего оборудования" изложено содержание одноименной учебной дисциплины, изучаемой студентами механиками специальности 170402 на завершающем этапе обучения в вузе.

Книга написана как учебное пособие. Изучаемый в ней материал систематизирован и соответствует учебной программе дисциплины.

Для изучения дисциплины "Проектирование деревообрабатывающего оборудования" в настоящее время используется учебник Н.В. Маковского "Проектирование деревообрабатывающих машин" 1982 г. издания и учебник А.Э. Грубе, В.И. Санева "Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий" 1973 г. издания. Эти книги уже физически и морально устарели.

Предлагаемое учебное пособие написано с учетом достижений науки и практики. Порядок изложения материала в книге принят согласно установившейся практике чтения учебной дисциплины. Формулировки, подлежащие запоминанию, выделены в тексте жирным шрифтом. Для повторения пройденного материала в книге предложены контрольные вопросы, а для развития умений и навыков – примеры решения задач. Термины и обозначения, использованные в книге, унифицированы, единицы измерения физических величин, приведены в соответствие с действующими стандартами.

Структурно книга состоит из четырех глав. Книга имеет все элементы аппарата, характерные для учебного издания.

Введение

Потребности современных людей требуют производства большого количества разнообразных и высокоэффективных машин, создание которых становится возможным при комплексном использовании гуманитарных и технических наук. Программа подготовки инженеров механиков включает изучение научных дисциплин, сгруппированных в четыре блока: гуманитарных и социально-экономических дисциплин, математических и естественнонаучных, общепрофессиональных, специальных дисциплин. Три четверти объема часов теоретического обучения отводится на фундаментальное и гуманитарное образование, на формирование общего мировоззрения и развитие мышления.

На базе указанных дисциплин формируется учебная дисциплина "Проектирование деревообрабатывающего оборудования".

Предмет и методы науки о проектировании деревообрабатывающего оборудования. Проектирование деревообрабатывающего оборудования – это прикладная наука, использующая новые знания для создания и использования технологических машин как единой технической системы.

Проектирование оборудования – это обобщающее понятие процесса создания объектов техники. В узком смысле проектирование – это только начальная стадия рождения объекта техники, которая завершается стадией конструирования.

В общем виде проектирование сводится к выявлению вариантов разрабатываемого объекта, после чего определяется оптимальный вариант, который и становится основой при конструировании.

При подготовке вариантов объекта техники известно более 30 методов технического творчества, объединенных в следующие группы: мозгового штурма; морфологического анализа; контрольных вопросов; эвристических приемов; алгоритмов решения изобретательских задач; стандартов на решение изобретательских задач.

Кроме указанных методов практикой проектирования и конструирования накоплено много правил и рекомендаций, в стране действуют ГОСТы.

Целью науки проектирование деревообрабатывающего оборудования является непрерывное совершенствование эксплуатационных показателей оборудования.

Выполнение поставленной цели достигается путем решения следующих главных задач:

- изучение функционирования системы "потребление – наука – техника – производство";
- изучение порядка и правил проектирования;
- создание надежных расчетных методов;
- создание трудосберегающих информационных технологий.

Для разработки нового деревообрабатывающего оборудования в России действуют научно-исследовательский институт и ряд конструкторских бюро:

– научно-исследовательский и конструкторский институт деревообрабатывающего машиностроения (ВНИИДМаш, г. Москва); Вологодское головное конструкторское бюро деревообрабатывающего оборудования (ГКБД); Ярославское специальное конструкторское бюро деревообрабатывающего оборудования (СКБД-2); Новозыбское специальное конструкторское бюро деревообрабатывающего оборудования (СКБД-5); Нальчикское специальное конструкторское бюро автоматических линий и специальных деревообрабатывающих станков (СКБД-6); Петрозаводское специальное конструкторское бюро автоматических линий и специальных деревообрабатывающих станков (СКБД-7). Производство оборудования налажено на 30 специализированных заводах, которые имеют свои КБ.

При написании книги учитывалось, что многие расчетные методы изложены в учебниках по сопротивлению материалов, деталей машин и др. В связи с этим методы расчетов за исключением наиболее важных в книге изложены поверхностно. Изучение данного учебного пособия позволит читателю составить общее представление о том, как проектируются новые машины.

Глава 1. Методология проектирования

1. Техническая система

1.1. Генезис теории проектирования

В теории создания технических объектов к 1970 г. в мировой практике сложилось два подхода: отечественный, названный **комплексным подходом**, и американский, названный **системным подходом** [1].

Комплексный подход базируется на диалектическом материализме и требует объективного, конкретного и всестороннего (комплексного) исследования объекта. Объект представляется в виде единого целого, состоящего из взаимосвязанных частей, объединенных в нем для выполнения общей целевой функции. Качественные и количественные параметры объекта оцениваются комплексно.

Системный подход рассматривает объект исследования как систему, а процесс исследования – системным. Понятие системы отражает закон материалистической диалектики о взаимосвязи и взаимообусловленности, целостности и организованности мира. Это значит, что при исследовании объекта невозможно понять целое, суммируя знания о его частях, и нельзя понять часть, не опираясь на знания о целом.

Понятие системного исследования опирается на принцип диалектики об объективном, всестороннем и конкретном исследовании, когда сочетается анализ и синтез.

Системный подход раскрывает суть основного закона диалектики и предписывает рассматривать исследуемые объекты как системы, состоящие из взаимосвязанных частей.

Таким образом, системный подход, как и комплексный подход, опирается на основной закон диалектики и позволяет глубже понять общеметодологический смысл его требований к практической деятельности. Оба подхода в отечественной практике считаются эквивалентными. Нередко отмечается, что при принятии ответственных решений принимается комплексный, системный подход. Однако оба подхода не отражают всю совокупность принципов диалектики. Их нельзя рассматривать как самые универсальные и базовые методы создания современной техники.

Кибернетический подход. В последние годы обращается внимание на то, что универсальный подход проектирования современной техники, оставаясь комплексным, должен включать в себя системный подход, эволюционный и управленческий подходы. Так был создан **кибернетический подход**.

Научным фундаментом кибернетического подхода является кибернетика. Основоположник кибернетики Н. Винер в 1948 г. определил кибернетику как науку об управлении и связи в животном и машине. Развитие кибернетики в СССР пошло по другому пути. При определении кибернетики на первое место выдвигались законы получения, хранения и передачи информации (А.Н. Колмагоров, В.М. Глушков).

С позиций инженерно-кибернетического подхода объекты техники рассматриваются как технические системы, которые эволюционно развиваются и преобразуются путем управленческого воздействия на них.

Основой кибернетического подхода является всеобщий метод познания – диалектический метод, который используется при исследовании любых объектов техники, указывая общий путь

к истине. Диалектический метод познания включает в себя несколько принципов. Важнейшим из них является историзм, эволюционное развитие исследуемых объектов техники. Следующий принцип диалектики предписывает всестороннее рассмотрение, изучение объекта с разных сторон, изучение всех его связей, отношений с другими объектами. Третий принцип указывает на объективность, конкретность, проверяемость знания практикой [2]. Все эти принципы реализуются в кибернетическом подходе создания современной техники.

1.2. Понятие технической системы

Жизнь современного человека неразрывно связана с техническими объектами.

Техническим объектом называют созданные человеком реально существующие устройство, способ, материал, предназначенные для удовлетворения определенных потребностей [3].

Потребность – это физиологическое или психологическое ощущение недостатка чего-либо. Потребность нельзя непосредственно наблюдать или измерять. О ее существовании можно судить только по поведению людей. Потребность побуждает людей к совершению определенных действий. При удовлетворении потребности человек ощущает чувство облегчения, благополучия, снятия напряжений.

Потребность в техническом объекте (общественная или техническая) соответствует функциональному назначению или цели создания объекта. Понятие потребности всегда связано с человеком, поставившим цель реализации потребности и выполняющим проектирование и изготовление технического объекта.

Все технические объекты состоят из **элементов**, представляющих собой неделимые части целого. Если функционирование одного элемента технического объекта влияет на функционирование другого элемента, то такие технические объекты (в отличие от агрегатов) принято называть **техническими системами (ТС)**.

Техническая система – это совокупность взаимосвязанных элементов технического объекта, объединенных для выполнения определенной функции, обладающая при

ЭТОМ СВОЙСТВАМИ, НЕ СВОДЯЩИМИСЯ К СУММЕ СВОЙСТВ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.

Специалисты шутят: для обычных людей $2 + 2 = 4$, а для системников – 4 и еще кое-что. Это выходящее за рамки здравого смысла “еще кое-что” есть результат давно замеченного дополнительного эффекта системы: объединение различных факторов в целое способно рождать новое качество, недоступное ни одному из них, взятому отдельно. Например, возьмем три элемента: трубопровод с потоком ацетилена, трубопровод с потоком кислорода и корпус. Объединив их в единое целое, получим газовую горелку. Ее суммарный эффект равен сумме эффектов указанных элементов, да еще кое-что. Это “еще кое-что” есть факел пламени с высокой температурой, способный резать металл.

1.3. Типы технических систем

Элементы, образующие техническую систему, только относительно неделимые части целого. Например, деревообрабатывающий станок включает много сложных частей: станину, механизмы главного движения, подачи, базирования, регулирования, настройки, управления и приводы. В то же время в системе “деревообрабатывающий цех” с большим количеством разнообразных станков отдельный станок можно считать элементом, т. е. неделимым целым. В связи с этим по отношению к **системе** “станок” “деревообрабатывающий цех” называют **надсистемой**, а выше перечисленные части станка – **подсистемами**. Для любой системы можно выделить подсистему и надсистему. Для системы “механизм главного движения станка” части корпус подшипников, вал, режущий инструмент будут подсистемами, а станок – надсистемой.

Некоторые системы выполняют по отношению к данной системе противоположные функции. Их называют **антисистемами**. Например, надводный корабль и подводная лодка, двигатель и тормоз – это объекты, функционирующие наоборот.

Для транспортировки нефти и газа используются трубопроводы нагнетательные и всасывающие, которые работают по принципу наоборот. Если продукты транспортируются по всасывающей трубе, разряжение давления в которой создается компрессорной станцией на приемном участке трубопровода, то утечка продуктов в случае аварии исключается. В области домостроения, например, современные архитекторы смело выставляют наружу то, что раньше пряталось внутри здания – каркас коммуникации, инженерные системы. Напоказ выставляются застекленные эскалаторы, трубы отопительных, водопроводных систем.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте характеристику комплексного подхода в создании новой техники.
2. Какой подход в создании техники называется системным?
3. Какой подход называется кибернетическим?
4. Дайте определение понятия "техническая система".
5. Приведите примеры понятий "надсистема – система – подсистема", "система – антисистема".

1.4. Жизненный цикл образцов технических систем

Период создания и функционирования образцов технических систем характеризуется их жизненным циклом. Начинается жизненный цикл с момента начала разработки образца и заканчивается снятием его с производства и утилизацией. Типовая структура жизненного цикла образца технической системы приведена на рис. 1.

Цикл разработки включает в себя научно-исследовательские (НИР) и опытно-конструкторские работы (ОКР) по созданию новых образцов, которые должны прийти на смену прототипам.

Научно-исследовательские работы могут проводиться на базе технических заданий, выдаваемых заказчиком. Они включают теоретические и экспериментальные исследования и заканчиваются отчетом по теме.

Жизненный цикл			
Промышленный цикл		Функциональный цикл	
Разработка	Производство	Эксплуатация	Целевое применение

Рис. 1. Типовая структура жизненного цикла объекта техники

В ходе опытно-конструкторских работ ведется проектирование, изготовление опытного образца, натурные испытания и сдача в серийное производство нового образца разработанной технической системы.

Проектирование – начальная стадия ОКР. Проектирование – творческий процесс, в ходе которого формируется конкретный облик и основные характеристики нового образца ТС. При этом принимаются все проектно-конструкторские, технологические, эксплуатационные, организационные и другие решения, необходимые для реализации всего жизненного цикла образца ТС.

Промышленный цикл заканчивается производством объекта техники.

Функциональный цикл состоит из циклов эксплуатации и целевого применения. В цикл эксплуатации входят циклы ремонтные и обслуживания, когда объект техники находится в неработоспособном состоянии. В период цикла целевого применения изделие используется по прямому назначению, выполняет свою целевую функцию.

1.5. Техническая среда

Технические системы рождаются, живут и умирают в окружающей их среде, которая включает промышленную и функциональную среды и называется промышленно-функциональной средой (ПФС). Для различных видов технических систем ПФС рассматривается как подсистема.

В машиностроении рассматривают девять типов подсистем ПФС. Характеристика их приведена ниже.

Научно-техническая подсистема ПФС представляет собой научно-технический потенциал отрасли машиностроения, охватывает ее научный и инженерно-конструкторский потенциал. Научно-технический потенциал характеризуется сетью академических и отраслевых НИИ. Инженерно-конструкторский потенциал включает сеть опытно-конструкторских бюро и проектных организаций с экспериментальными, производственными и испытательными базами, а также кадрами инже-

нерно-технических работников. На базе инженерно-конструкторского потенциала выполняются научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы.

Производственно-технологическая подсистема ПФС представляет собою производственно-технологический потенциал отрасли. Она включает совокупность служб заводов, занятых опытным и серийным производством образцов технических систем.

Промышленно-экономическая подсистема ПФС представляет собой сеть заводов изготовителей комплектующих узлов и деталей.

Конкурирующая подсистема ПФС состоит из различных альтернативных образцов объектов техники, например, импортных, которые могут заменить проектируемые.

Существующая подсистема ПФС охватывает ранее созданные образцы аналогичного назначения, выпуск которых продолжается.

Естественная подсистема ПФС характеризуется совокупностью факторов атмосферы, гидросферы, космоса и т.д.

Обслуживающая подсистема ПФС включает весь обслуживающий персонал, учебные заведения и центры, ремонтные заводы, базы технического обслуживания, которые необходимы для обеспечения функционирования образцов технических систем.

Целевая подсистема ПФС представляет собой совокупность потребителей на данной территории.

Противодействующая подсистема ПФС направлена на ограничение функциональных возможностей проектируемых систем. Роль противодействия выполняют различные ограничения нормативные, правовые, политические и т.д.

На каждом этапе жизненного цикла та или иная подсистема ПФС оказывает влияние на функционирование образца технической системы.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте характеристику жизненного цикла образца технической системы.
2. Дайте характеристику промышленно-функциональной среды, в которой живут и умирают технические системы.
3. Расставьте подсистемы ПФС в алфавитном порядке.

1.6. Эволюция технических систем

Под эволюцией технических систем понимается история развития того или иного технического объекта. Знание этой истории наилучшим образом ориентирует интуицию конструктора и помогает ему выявить основные устойчивые факторы, влияющие на развитие технического объекта. Знание истории часто подсказывает удачные идеи улучшения объекта, а пренебрежение закономерностями эволюции приводит к неудаче при проектировании.

Техническая эволюция – объективный процесс. Подчиняется он действию философского закона отрицания отрицания, который характеризует развитие объекта техники по спирали.

В период эволюционного развития объекты техники выполняют все большее количество функций и становятся сложнее, разнообразнее, производительнее. При этом развитие техники подчиняется следующему правилу: **если новые технические средства способны более производительно выполнять функции, ранее выполняемые человеком, то они должны заменять человека.**

Формы эволюции. При изучении эволюции различают следующие ее формы: видовая, цикловая и фазовая эволюция.

Видовая техническая эволюция характеризуется изменениями структурных и количественных параметров видов технической системы. На рис. 2 показан график изменения видов автомобилей модели ГАЗ [1], а на рис. 3 – круглопильных станков модели ЦА.

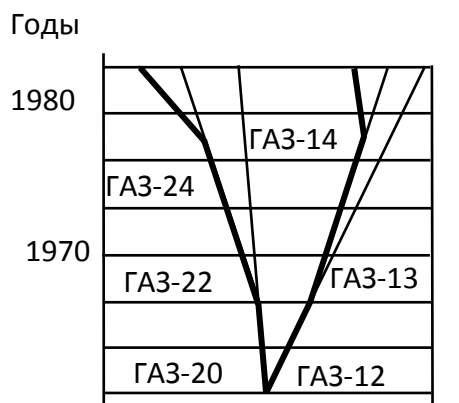


Рис. 2. Эволюция видов автомобилей модели ГАЗ

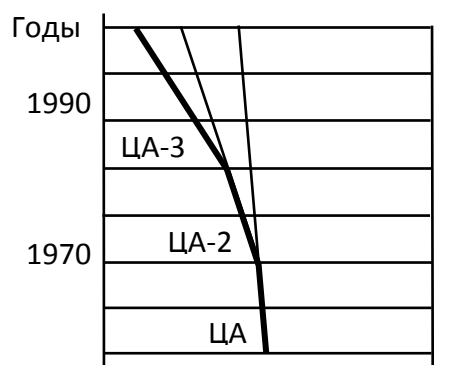


Рис. 3. Эволюция видов кругло-пильных станков модели ЦА

По оси ординат графика показана смена периодов времени, а расходящиеся ломанные линии, направленные снизу вверх, с отложенными на них отрезками жизненных циклов образцов, представляют собой эволюционные схемы развития различных видов. Диаграмма начинается от исходного образца и похожа на стволы деревьев с стволами, ветвями. Ветви образованы сильными, устойчиво развивающимися видами технических объектов. На ветвях появляются сучья, образованные слабыми или вновь созданными видами технических систем. Ветви диаграммы расходятся, так как непрерывно появляются новые виды систем. Ветви диаграммы могут сходиться, если появятся однотипные или схожие образцы.

Цикловая техническая эволюция характеризуется изменениями структурных и квалиметрических параметров за время жизненного цикла технической системы.

Фазовая техническая эволюция характеризуется изменениями структурных и квалиметрических параметров при переходе технической системы от предшествующего поколения (фазы развития) к последующему при реализации эволюционных схем этих видов технических систем. В ходе фазовой структурной эволюции образцы новых поколений, сохраняя некоторые наследственные признаки, обновляются по всем основным подсистемам.

1.7. Проектное управление

Проектное управление предполагает сбор, генерирование, накопление, хранение, восприятие, переработку и передачу исполнителям проектной информации, которая используется для позитивного изменения параметров проектируемой системы и ПФС. В результате этого планомерно повышается качество проектируемого технического объекта.

Вся проектная информация, циркулирующая в системе управления, может быть первичной и вторичной.

Первичная информация берется из технического задания заказчика или вырабатывается разработчиком на основе анализа опыта, который накоплен при создании подобных образцов технических систем.

Вторичная информация вырабатывается непосредственно в ходе проектирования при выполнении проектно-конструкторских работ, при создании предложений на уровне изобретений, при выполнении прикладных исследований.

Система управления качеством проектируемых объектов схематично изображена на рис. 4. Каждая подсистема и система в целом с позиций теоретической кибернетики представляет собой динамический преобразователь информации.

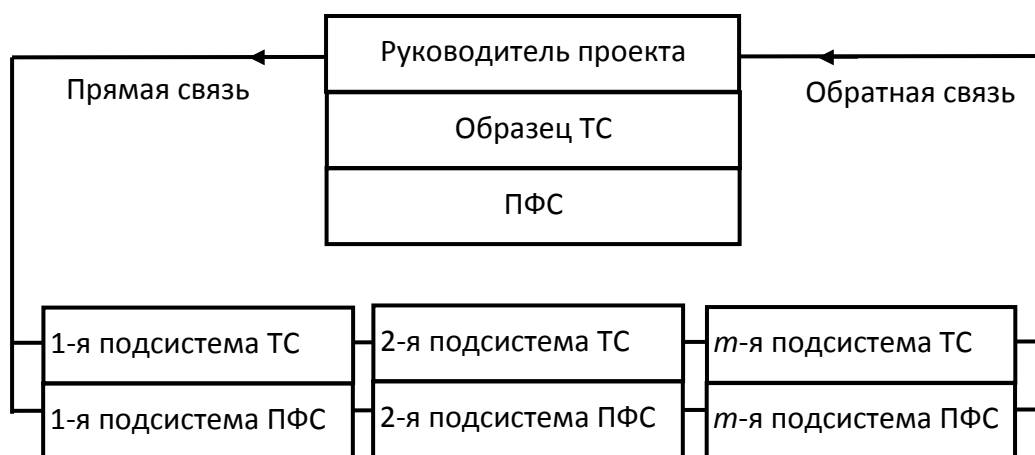


Рис. 4. Схема управления качеством образцов ТС

Управление системой осуществляется следующим образом. Начальные и текущие решения-команды вырабатываются на высшем уровне и формируются в виде выходов управляющей

системы. По каналам прямой связи они поступают на входы всех подсистем низшего уровня для реализации.

Подсистемы низшего уровня докладывают о реализации этих исходных данных и команд-решений высшему уровню (руководителю проекта). По каналам обратной связи эта информация поступает на входы высшего уровня, где происходит согласование самостоятельно принятых решений при работе с подсистемами.

Полученная информация на высшем уровне обрабатывается, накапливается. Вырабатываются новые командные решения, которые по каналам прямой связи снова спускается до разработчиков подсистем. Так в системе управления качеством разрабатываемых образцов информация непрерывно совершает круговорот, пока не будет достигнуто необходимое качество объекта.

Контрольные вопросы и задания

1. Сформулируйте правило развития техники в период эволюционного развития.
2. Назовите формы эволюции и дайте их характеристику.
3. Что понимается под проектным управлением?
4. Изобразите схему управления качеством образцов технической системы.

1.8. Инженерно-кибернетическая методология проектирования

Методология инженерной кибернетики рассматривается как общая теория создания технических объектов различного народнохозяйственного назначения. Она является продуктом предшествующего развития и представляет собой сложную развивающуюся во времени методологическую систему. В качестве подсистем в нее входит не менее восемнадцати научных дисциплин, таких как "Теория построения технических систем", "Теория технической квалиметрии", "Теория инженерного изобретательства" и т.д.

Диалектическое объединение упомянутых научных дисциплин на основе общих

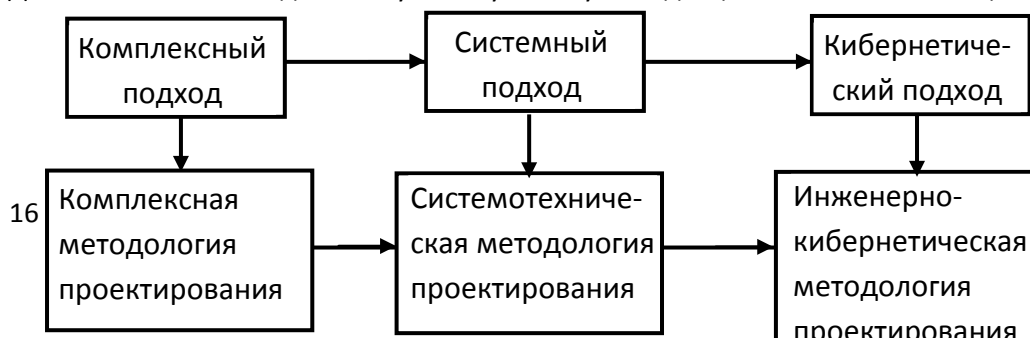


Рис. 5. Схема развития общей методологии проектирования

принципов и положений инженерной кибернетики породило единую методологическую систему [1]. Этапы ее развития показаны на рис. 5.

Таким образом, инженерно-кибернетическая система проектирования сложных объектов современной техники строится на базе отечественного комплексного подхода и американского системного подхода.

Принципы проектирования. Главные технические принципы проектирования технических объектов при использовании инженерно-кибернетической методологии вытекают из системного, эволюционного и управленческого подходов. Важнейший принцип заключается в том, что выработка всех проектных решений по проектируемому объекту, его подсистемам и элементам ведется на основе анализа и синтеза соответствующих систем, подсистем и элементов.

Согласно системному подходу инженерно-кибернетической методологии проектирования образцов технических систем все проектируемые объекты, факторы и процессы при их анализе и синтезе рассматриваются как системы. Основные из них следующие:

программно-целевые системы, к которым относятся программы, их цели, задачи и средства их выполнения, поручаемые тем или иным организациям;

технические системы, обеспечивающие достижение целей и реализацию программ;

промышленно-функциональная среда, в которой создаются и используются объекты;

квалиметрические системы, характеризующие качественные показатели технического объекта;

операционные системы, характеризующие способы и процессы взаимодействия объекта с его ПФС в ходе создания и применения;

управляющие системы, характеризующие организации, создающие и применяющие проектируемые технические объекты, с помощью которых реализуются программы.

Управляющая система проектирует технический объект, который при создании и применении взаимодействует с характерной для него ПФС по определенной операционной

системе, давая конечный результат в форме квалитметрической системы.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение инженерно-кибернетической методологии проектирования. Как появилась эта методология?
2. Дайте характеристику основных принципов инженерно-кибернетической методологии.
3. Дайте определение промышленно-функциональной среды (ПФС).

2. Порядок выполнения проектных работ

2.1. Стадии проектирования

Разработка конструкторской документации выполняется в строгом порядке, установленном ГОСТ 2.103-68. Исходным материалом для работы над проектом служит техническое задание.

В техническом задании приводятся все основные требования заказчика к объекту проектирования. Даются чертежи деталей и заготовок, указываются условия обработки (производительность, точность, шероховатость и т.д.), условия эксплуатации, условия изготовления.

Техническое предложение выполняется с целью выявления и анализа возможных путей решения задачи. В соответствии с ГОСТ 2.118-73 техническое предложение содержит техническое и технико-экономическое обоснование целесообразности разработки документации. В нем проводится анализ отечественной и зарубежной информации по аналогичным конструкциям, выбираются прототипы и на их базе

разрабатываются новые варианты решений. Из подобранных вариантов выбирается наилучший, который и подлежит дальнейшей разработке.

После утверждения технического предложения конструкторский проект разрабатывается последовательно в трех стадиях: эскизный проект, технический проект и рабочий проект. На практике этот порядок выполняется не всегда. Для несложных конструкций и большом опыте конструктора проект машины выполняется в двухстадийном порядке (технический и рабочий проект) или одностадийном (рабочий проект).

Эскизный проект (ГОСТ 2.119-73) разрабатывается после утверждения технического предложения. Он позволяет убедиться в возможности технического осуществления главных положений технического предложения. Для этого в нем разрабатываются технологические, кинематические, гидравлические и другие схемы, чертеж общего вида, пояснительная записка, которая включает техническую характеристику, описание конструкции, расчеты технико-экономических показателей и основные технические расчеты.

На основании эскизного проекта разрабатывается технический или рабочий проект.

Технический проект (ГОСТ 2.120-73) – это завершающая стадия проектных технических вопросов эскизного проекта. Он дает полное представление о конструкции основных узлов, их взаимодействии и уровне основных квалитетических показателей.

По методологии этот этап близок к эскизному и выполняется тогда, когда в эскизном проекте не разрабатываются исходные данные на проведение рабочего проекта.

В техническом проекте разрабатываются чертеж общего вида, чертежи всех сборочных единиц, схемы, составляется ведомость покупных изделий. Пояснительная записка включает описание назначения и области применения изделия, обоснование и описание конструктивных решений, техники безопасности и производственной санитарии, расчет масштаба производства, эффективности внедрения, кинематические и прочностные расчеты.

На основании технического проекта разрабатывается рабочая конструкторская документация.

Рабочая документация содержит совокупность конструкторских документов, необходимых для изготовления и испытания опытного образца, производства изделий установившегося серийного и массового производства. Состав рабочей документации установлен ГОСТ 2.102-68.

При переходе от одной стадии проектирования к последующей проект постепенно насыщается подробностями.

2.2. Приемы проектирования

Процесс проектирования технических объектов, их подсистем и элементов можно разделить на три этапа: подготовительный, начальный и основной. Каждый из этих этапов делится на две стадии: анализа и синтеза, которые неотделимы друг от друга в едином процессе проектирования.

На стадии синтеза формируются различные варианты проектируемой системы, ее подсистем и элементов. На стадии анализа эти варианты сопоставляются между собой с позиции обеспечения необходимых свойств и качества. При анализе готовится материал для реализации очередной стадии синтеза.

Рассмотрим указанные этапы и стадии проектирования подробнее (рис. 6).

Подготовительный этап. На данном этапе формируются требования к новой конструкции [1]. Намечается область поиска рациональных структур. Формируется общий облик объекта, его подсистем и элементов. Находятся прототипы. Анализируется эволюционное развитие их систем, подсистем и элементов. Общие требования к системе трансформируются в подсистемные и элементные требования.

Обычно этап заканчивается формальным набором возможных прототипов проектируемого объекта с оценкой их пригодности для решения поставленных задач.

Начальный этап. В начальном этапе проводится всесторонний анализ исходного ряда вариантов структур. Отмечаются их слабые и сильные стороны. Сильные решения надо в будущем сохранить, а от слабых следует избавиться. Начинается отбор из числа предварительно намеченных вариантов 4 и вновь появившихся вариантов 5, а также возможных комбинаций их подсистем (варианты 23 и 34) альтернативных вариантов структур образцов ТС.

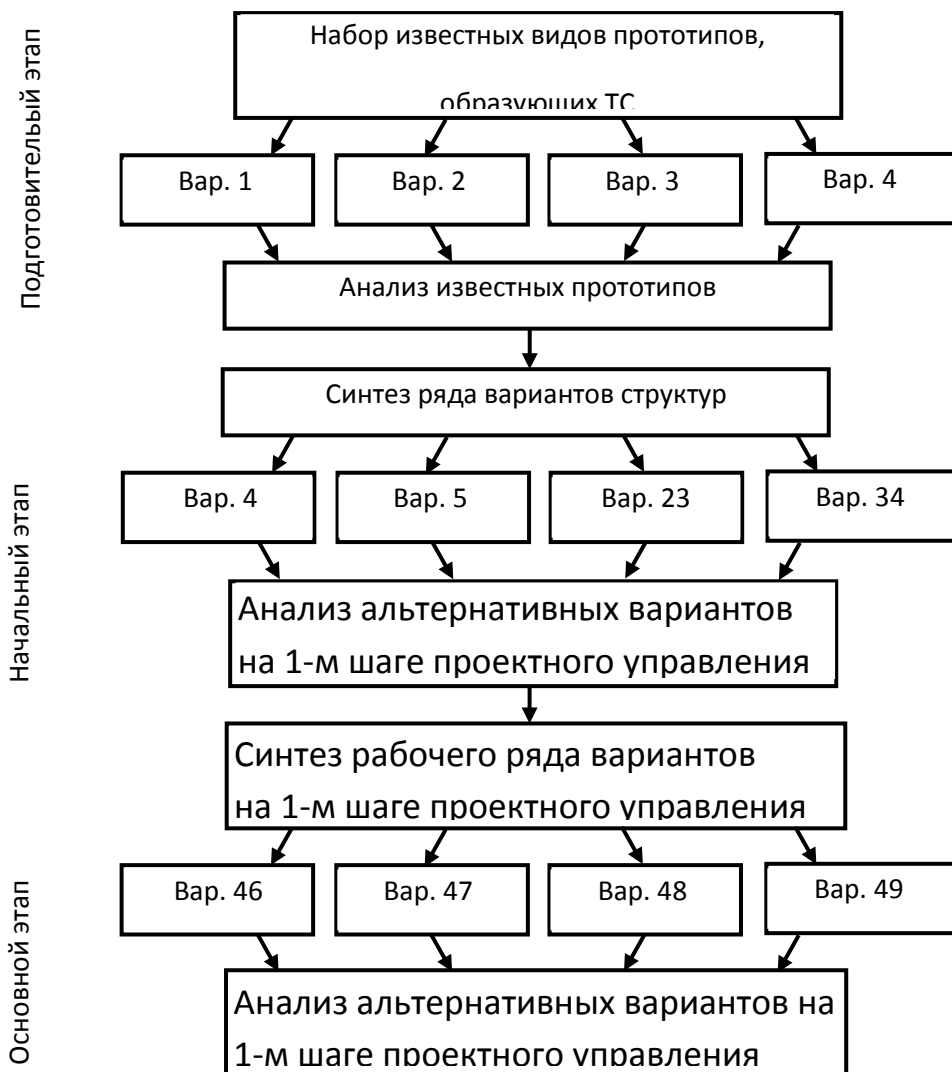


Рис. 6. Этапы проектирования

При составлении вариантов структур можно обнаружить оригинальный вариант, который на первый взгляд не имеет недостатков и полностью решает поставленную задачу. Возникает большой соблазн реализовать этот вариант в металле. Однако опыт конструкторов показывает, что такого рода варианты редко оказываются лучшими. На последующих этапах проектирования после учета всех проявляющихся позже особенностей и взаимодействий объекта с окружающей средой вариант оказывается не лучшим. **Поэтому не следует сразу останавливаться на привлекательных вариантах, поиск их надо проводить до конца.**

Начальный этап характерен для стадии подготовки технического предложения.

Основной этап. На основном этапе многократно проводится анализ и синтез образцов ТС и подсистем с постепенным сокращением числа вариантов. Повышается глубина проработки и детализация вариантов.

Анализировать варианты структур надо столько, сколько позволяет время на выполнение данной работы. Чем больше вариантов прорабатывается, тем выше вероятность того, что самое рациональное решение будет найдено. Искусственно сокращать продолжительность основного этапа не следует.

Этот этап характерен для стадии эскизного проектирования. Заканчивается он выбором рационального варианта образца технической системы. Исходные данные для дальнейшего конструирования подготовлены, можно приступить к разработке полного комплекта чертежей и другой технической документации.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите стадии проектирования и дайте их краткую характеристику.
2. Изобразите схему этапов проектирования.
3. Какие задачи решаются на каждом из этапов проектирования?

2.3. Проектирование и конструирование

Проектирование и конструирование не являются словами синонимами. Они несут различную смысловую нагрузку [4].

Работа над изделием начинается с выявления общественной потребности. Потребность в новом изделии возникает при эксплуатации старого изделия. Процесс удовлетворения потребности схематично показан на рис. 7.

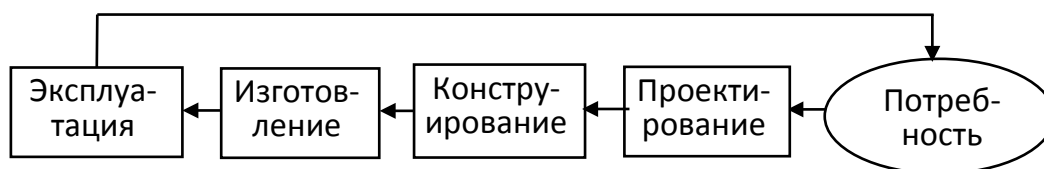


Рис. 7. Схема создания изделия

Проектирование – первый операционный элемент процесса удовлетворения общественной потребности. Начинается проектирование с осмысления действий, необходимых и достаточных для удовлетворения потребности. Намечается следующий комплекс действий: патентно-информационные исследования, научно-технические исследования, изобретательская работа при подготовке множества альтернативных вариантов, пригодных для решения поставленной задачи, анализ и выбор одного наилучшего решения из альтернативных вариантов [5]. Формируется облик проектируемой технической системы, для чего составляется технологическая схема, выполняются технологические расчеты, создается техническое задание на проектирование.

Проектирование выполняется проектировщиком. Результат деятельности проектировщика называется **проектом**. В проекте создается основа для конструирования.

Конструирование – второй операционный элемент процесса удовлетворения общественной потребности. При конструировании создается конкретная, однозначная конструкция изделия, на которую разрабатывается конструкторская документация. Конструкция – это устройство, в котором части и элементы взаимно соединены между собой целесообразным образом. При конструировании создается общий вид, сборочные единицы и детали изделия, рассчитываются размеры, выбирается материал, устанавливается шероховатость обработанных поверхностей, назначаются технические требования.

Таким образом, конструирование, как составная часть проектирования, представляет собой творческий процесс создания изделия в документах (главным образом в чертежах) на основе теоретических расчетов, конструкторского, технологического и эксплуатационного опыта и экспериментов.

2.4. Методы конструирования

Стандартизация. Стандартизация – процесс нахождения и применения решений для повторяющихся задач в сфере

науки, техники и экономики для достижения оптимальной степени упорядочения. Стандартизация регламентирует конструкции и типоразмеры широко применяемых машиностроительных деталей, узлов и агрегатов. Все детали и узлы, типовые для данной отрасли машиностроения, стандартизируются. Стандартизация ускоряет конструирование, облегчает изготовление, эксплуатацию и ремонт машин [6].

Симплификация. Симплификация – упрощение производства путем исключения излишних типоразмеров изготавливаемых деталей, отдельных видов отчетности и документации [7].

На заводах симпликацию используют при ограничении действия разнообразных стандартов, материалов, покупных изделий, полуфабрикатов.

унификация. Унификация – приведение изделий к единообразию на основе установления рационального числа их разновидностей (ГОСТ 23945.0-80). Унификация заключается в многократном применении в конструкции одних и тех же элементов. Это способствует сокращению номенклатуры деталей, уменьшению стоимости изготовления, упрощению эксплуатации и ремонта.

Задача конструктора состоит в том, чтобы при разработке новой машины вводить только те новые узлы и детали, которые влияют на повышение производительности, надежности и удобство эксплуатации. Остальные детали и узлы рекомендуется оставлять неизменными.

Если в машине невозможно применить целиком существующий узел, то целесообразно сохранить хотя бы его монтажные размеры.

Обычно в новые машины переносится до 50% сборочных единиц, неоднократно проверенных в старых машинах.

Унификации в первую очередь подлежат посадочные соединения, резьбы, шлицевые и шпоночные соединения, крепежные детали. Кроме того, надо стремиться к унификации оригинальных деталей.

Типизация. Типизация – один из перспективных методов стандартизации. Она предусматривает разработку и использование типовых конструкций в целой отрасли.

Типизация – способ создания на базе исходной модели ряда машин одного назначения различной мощности, производительности, но с одинаковыми узлами.

Агрегатирование. Агрегатирование – компоновка машин и механизмов из ограниченного количества стандартных или

унифицированных деталей и узлов, обладающих геометрической и функциональной взаимозаменяемостью.

Агрегатирование – высшая степень унификации. Агрегатирование позволяет не создавать каждую новую машину как оригинальную, единственную в своем роде. Машина создается путем перекомпоновки имеющейся машины, используя уже освоенные производством узлы и агрегаты.

Контрольные вопросы и задания

1. Поясните, чем отличаются понятия "проектирование" и "конструирование".
2. Расставьте методы конструирования в алфавитном порядке.

2.5. Приемы подготовки вариантов проектных решений

Современные методы технического творчества позволяют получать большое количество разнообразных и сильных вариантов решения любой технической задачи [3]. Простейшие приемы приведены ниже.

Формальный подбор вариантов. Формальный подбор альтернативных вариантов проектных решений осуществляется с учетом возможностей современной технологии и техники.

Пример. Требуется подготовить возможные варианты устройства для распиловки лесоматериалов на доски.

Основные требования, предъявляемые к лесопильной установке:

- минимум энергопотребления;
- максимальная производительность;
- максимальный выход пиломатериалов за счет сокращения доли опилок;
- минимальная металлоемкость;
- надежность, безотказность в работе.

Решение. Учитывая современный уровень техники, можно предложить три варианта установки: лесопильную раму, ленточнопильный станок, круглопильный станок.

В таком решении разнообразие альтернативных вариантов наблюдается только на уровне систем (типов станков). Разнообразие вариантов на уровне подсистем (механизмов главного движения, подачи и др.) не предложено. В связи с этим сильного решения в предложенном списке вариантов может не оказаться.

Неформальный подбор вариантов. Неформальный подбор альтернативных вариантов проектных решений осуществляется путем решения технической задачи одним из известных методов технического творчества. Много вариантов дает метод морфологического анализа [3].

Пример. Требуется подобрать варианты проектных решений линии, обеспечивающей склеивание отрезков пиломатериалов немерной длины на зубчатые шипы.

В качестве прототипа принята линия сращивания пиломатериалов по длине, включающая ленточный реверсивный конвейер 1 (рис. 8, а), смонтированный на вертикальной оси, с возможностью поворачиваться к упору 2 и пилофрезерному узлу 3 с клеенаносящим устройством 4, смонтированными на суппорте 5. На конвейере формируется пакет отрезков пиломатериалов, торцы которых могут быть выровнены, после чего на торце всего пакета нарезаются зубчатые шипы. За ленточным конвейером расположен механизм поштучной выдачи 6 заготовок, продольный пресс 7 с подающим конвейером и тормозной колодкой 8, а также торцовочный станок 9.

Список недостатков прототипа. Прототип имеет следующие недостатки:

а) на линии невозможно обработать заготовки длиной 100 мм, так как их трудно сбазировать и зафиксировать на конвейере, а затем передать пакет на следующий конвейер. Это объясняется тем, что радиус барабанов, на которые надета лента конвейера, соизмерим с длиной заготовки;

б) шипы на переднем и заднем торцах заготовок нарезаются зеркально, в результате чего после склеивания боковая кромка ленты получается ступенчатой, уходящей в отход при последующей обработке (рис. 8, б);

в) линия имеет большие габаритные размеры и занимает большую производственную площадь;

г) пресс слишком энергоемок.

Решение. Для решения задачи составим перечень функциональных узлов линии, от которых зависит решение проблемы. Обозначим следующие узлы:

А – механизм формирования пакета пиломатериалов;

Б – торцовый пресс.

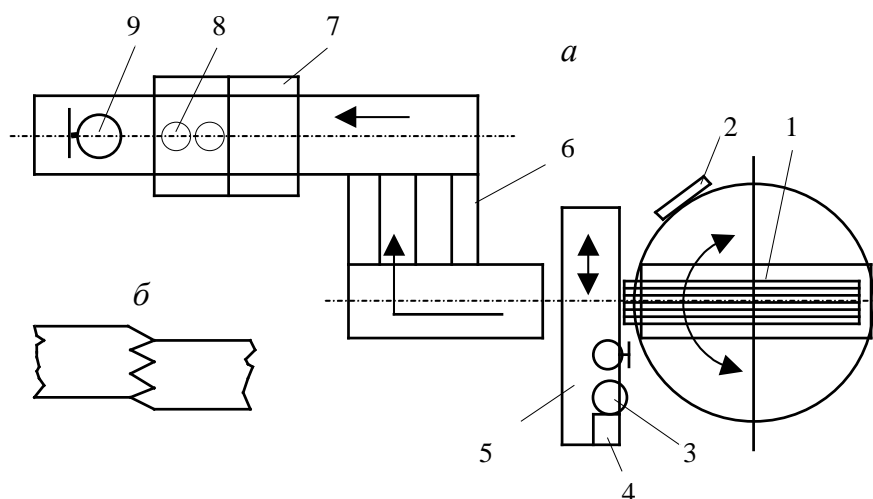


Рис. 8. Линия сращивания пиломатериалов по длине (прототип):

a – линия; *б* – схема соединения заготовок

Сейчас определим возможные варианты выполнения указанных узлов.

Механизм формирования пакета может быть выполнен так:

A_1 – горизонтальный роликовый стол 1 (рис. 9, а) с приводными роликами 2, смонтированный на вертикальной оси; A_2 – труба 3 (рис. 9, б) прямоугольного сечения, смонтированная на горизонтальном валу 4; A_3 – труба прямоугольного сечения (рис. 9, в), смонтированная на горизонтальном винте 4 и соединенная с приводом.

Торцовый пресс. Торможение заготовок в прессе обеспечивается: B_1 – инерционным маховиком 5 (рис. 9, в); B_2 – вибрирующими молотками 9, которые упрессовывают шиповое соединение заготовок 8; B_3 – маховиком 5 (рис. 9, в), который соприкасается с легкой промежуточной деталью 6, взаимодействующей с заготовками 8 и выполненной из износостойкого материала.

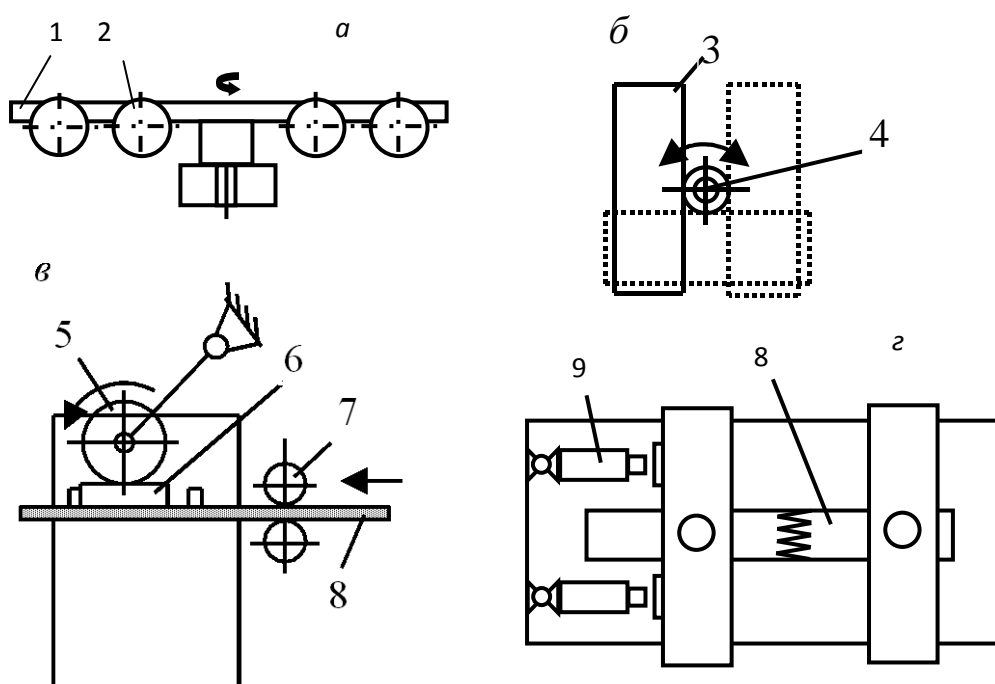


Рис. 9. Схемы вариантов узлов: а – роликовый стол;

б – труба на оси или винте;

в – торцовый пресс с маховиком;

г – торцовый пресс с молотками

Функциональные узлы и варианты их выполнения заносятся в табл. 1.

Таблица 1

Морфологическая таблица

Механизм формирования пакета пиломатериалов	A_1	A_2	A_3
Торцовый пресс	B_1	B_2	B_3

Варианты проектных решений составляются методом перестановок данных таблицы. Всего можно получить девять вариантов: $A_1 B_1$, $A_1 B_2$, $A_1 B_3$, $A_2 B_1$, $A_2 B_2$, $A_2 B_3$, $A_3 B_1$, $A_3 B_2$, $A_3 B_3$.

2.6. Факторы учитываемые при анализе и синтезе

2.6.1. Общие требования к изделию.

При конструировании любого технического объекта надо руководствоваться во всех случаях требованиями наибольшей безопасности, экономической целесообразности и полного соответствия функции объекта условиям окружающей среды.

Требования наибольшей безопасности заключаются в том, что проектируемому объекту должны быть приданы природоохранные свойства, максимально исключающие вредное воздействие на человека и окружающую среду.

Требование экономической целесообразности означает, что основные технико-эксплуатационные показатели объекта должны обеспечить высокий уровень эффективности. Полезный эффект при использовании объекта должен быть достигнут при минимальных затратах трудовых, материальных и энергетических ресурсов.

Требование полного соответствия функции объекта условиям окружающей среды нацелено на полное соответствие функциональных свойств объекта изменениям параметров окружающей среды. При производстве и эксплуатации эти требования реализуются, если конструкция изделия позволяет регулировать его параметры, изменять компоновку с учетом меняющейся внешней среды.

2.6.2. Выбор прогрессивного технологического процесса

Технологический процесс – законченная часть основного производства, в результате выполнения которой достигается изменение формы, размеров и свойств материалов в соответствии с требованиями технической документации.

Технологический процесс может включать несколько стадий сушки, механической обработки резанием, гнутья и т.д. Каждая стадия обработки делится на ряд технологических операций.

Технологическая операция – законченная часть технологического процесса, выполняемая непрерывно на одном рабочем месте при изготовлении одной и той же продукции.

В составе операции различают рабочее место, технологический переход, проход, установку и позицию.

Рабочее место – это часть производственной площади, предназначенной для выполнения данной операции, с находящимися на ней оборудованием, материалами и инструментами.

Технологическим переходом называют законченную часть технологической операции, выполняемую одним и тем же инструментом при обработке одной и той же поверхности заготовки, без изменения режимов работы. На четырехстороннем продольно-фрезерном станке, например, четыре фрезы одновременно обрабатывают четыре поверхности заготовки. Это означает, что одновременно выполняется четыре перехода.

Переход, в свою очередь, может состоять из одного или нескольких проходов.

Проход (рабочий ход) представляет собой часть технологического перехода, при котором снимается один слой материала и который выполняется за одно перемещение инструмента относительно заготовки.

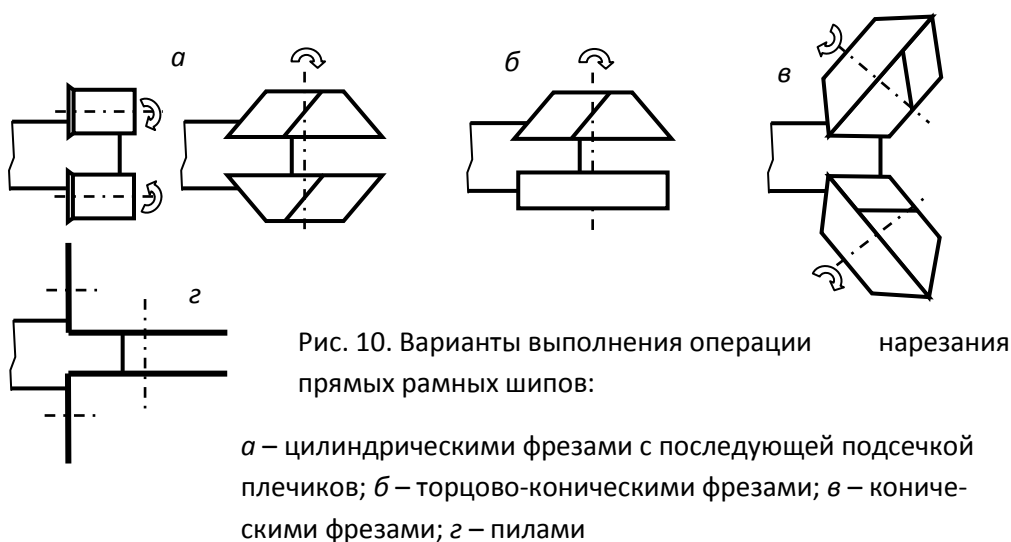
Установкой называется часть технологической операции, выполняемая при одном закреплении заготовки в станке или приспособлении.

Позиция – это часть технологической операции или установки, выполняемая при заданном положении заготовки относительно режущего инструмента или станка без ее раскрепления.

Таким образом, одна и та же технологическая операция может быть выполнена при одной установке и одной позиции, при одной установке и нескольких позициях, при нескольких установках и нескольких позициях. Производительность станка будет зависеть от числа установок и позиций.

Время, затраченное непосредственно на технологические операции называется **технологическим циклом**. Чем короче производственный цикл изготовления изделия, тем выше производительность и проще конструкция станка.

Пример. На рис. 10 показаны варианты способов нарезания



ния прямых рамных шипов.

Для первого способа (рис. 10, а) необходимо четыре шпинделя, для второго (рис. 10, б) – один или два, для третьего (рис. 10, в) – два и для четвертого (рис. 10, г) – три шпинделя.

2.6.3. Кратность заготовок

Заготовки и даже сборочные единицы могут быть кратными по длине, ширине и толщине. Это позволяет повысить производительность машины и использование древесины. Например, при производстве карандашей берут дощечку шестикратной



Рис. 11. Блок
карандашей

ширины (рис. 11), делают в ней шесть пазов. Затем поверхность дощечки смазывают клеем, в пазы укладывают стержни грифелей и сверху закрывают такой же дощечкой. После склеивания собранный блок делят на карандаши.

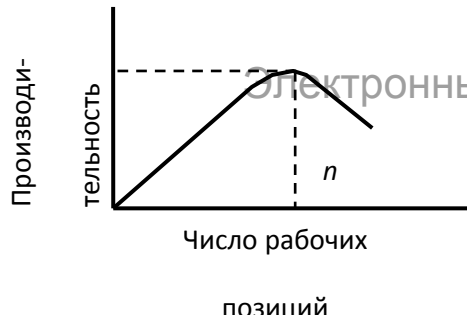
2.6.4. Дифференциация и концентрация операций

При создании современных производительных машин широко используются принципы дифференциации и концентрации операций. Применяя принцип дифференциации, можно сложный технологический процесс расчленить на составные элементы. Для их последовательного выполнения можно предложить несколько однооперационных станков. Используя принцип концентрации, операции технологического процесса объединяются с целью их выполнения на одном многооперационном станке.

Современное машиностроение развивается в направлении повышения степени концентрации операций при обработке деталей и их сборке. Это благоприятно сказывается на стоимости обработки, повышении точности, организации производства.

Однако нельзя беспределельно дифференцировать или концентрировать операции, выполняемые на станке. В обоих случаях надо учитывать возникающие технические трудности и внецикловые потери времени (рис. 12).

С увеличением степени концентрации операций на многооперационном станке добиваются, чтобы вспомогательные движения цикла работы станка совмещались во времени с основными рабочими движениями. В этом случае производительность рабочей машины увеличивается. При этом концентрация операций неизбежно ведет к увеличению внецикловых потерь времени на наладку станка, замену режущего инструмента, техническое обслуживание. При выполнении внецикловых работ станок так долго простаивает, что производительность его начинает падать. Чем больше на станке рабочих позиций, тем больше вынужденные простои и тем ниже производительность станка.



2.6.5. Выбор структурной схемы станка

Рис. 12. Изменение производительности станка от числа рабочих позиций

Технологический процесс обработки деталей может быть реализован на различных станках: проходных, позиционных, позиционно-проходных, проходно-

позиционных.

Примеры типов станков:

проходные – четырехсторонний продольно-фрезерный, двусторонний шипорезный, карусельно-фрезерный;

позиционные станки – сверлильно-пазовальный, односторонний шипорезный, карусельный круглопильно-сверлильно-долбежный, токарный;

позиционно-проходные – станок для заточки дисковых пил, линия обработки гнезд и установки фурнитуры модели ОК213С1.10. (Линия имеет четыре рабочих позиции: на первой позиции производится обработка гнезд под петли спаривания; на второй – установка петель спаривания; на третьей – долбление гнезд под петли навески; на четвертой – установка петель навески. Створки перемещаются с позиции на позицию непрерывно упорами штангового транспортера);

проходно-позиционные станки – линия облицовывания кромок щитов (после облицовки продольных кромок щит поворачивается на 90° , базируется, прижимается, после чего облицовываются поперечные кромки).

2.6.6. Выбор способа базирования

Базирование – это процесс ориентирования заготовки в пространстве относительно режущего инструмента. Базирование всегда выполняется перед процессом резания и сохраняется в течение обработки с помощью зажимов или прижимов.

Базирование может быть неподвижное и подвижное.

При неподвижном базировании заготовка своими технологическими базами взаимодействует с установочными поверхностями базирующих элементов станка и фиксируется в таком положении зажимами. Базирующие элементы выполняются в виде столов, кареток, суппортов, направляющих линейек, угольников, упоров и т.д.

При подвижном (скользящем) базировании главная или главная и вспомогательная базы заготовки скользят по установочным поверхностям станка. Положение заготовок при этом фиксируется прижимами. Установочные поверхности выполнены в виде плоскостей стола, направляющей линейки.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите общие требования, предъявляемые к изделию.
2. Приведите определение технологической операции и дайте характеристику каждого ее элемента.
3. Как влияет кратность заготовок на производительность станка и полезное использование древесины?
4. Поясните влияние принципов дифференциации и концентрации операций на производительность станков.
5. Как выбираются структурные схемы станков?

2.7. Выбор лучших вариантов

Критерии развития технических объектов. Полученные варианты проектных решений подвергаются анализу с использованием критериев качества. В новом объекте критерии качества должны улучшаться. Поскольку качество любой машины оценивается по нескольким критериям, то улучшение одних критериев не должно вызывать ухудшение других критериев.

Для оценки деревообрабатывающих машин используют глобальные и частные критерии.

Глобальные критерии считаются наиболее важными. К ним относят следующие критерии:

- повышение уровня автоматизации основных технологических операций;
- повышение уровня механизации и автоматизации вспомогательных операций;
- повышение непрерывности процесса обработки;
- увеличение надежности работы станка;
- снижение уровня трудозатрат живого труда в изделии;
- снижение общей трудоемкости изделия;
- повышение уровня технологичности станка;
- снижение материалоемкости (металлоемкости) станка;
- достижение оптимального расчленения станка на части;
- снижение энергопотребления;
- уменьшение габаритов станка;
- улучшение условий эксплуатации и обслуживания станка;
- повышение безопасности работы и обслуживания станка;
- улучшение внешнего вида (красоты) станка;
- повышение экологичности станка.

Частные критерии характеризуют параметры станков и их узлов. К ним относятся следующие критерии:

- высокая скорость главного движения;
- широкий диапазон регулирования подачи;
- плавность регулирования подачи;
- точность и стабильность базирования;
- точность обработки;

- шероховатость обработки;
- устойчивость к вибрациям;
- высокая износостойкость;
- защищенность от перегрузок;
- низкий уровень шума;
- отсутствие монотонности в работе оператора;
- легкость обслуживания;
- простота системы управления;
- отсутствие "капризных" механизмов, требующих частой наладки;
- простота и удобство наладки станка.

Для каждого конкретного случая проектирования технической системы конструктор подбирает перечень критериев развития из списка глобальных и частных критериев. Основой для выбора служат требования, предъявляемые к проектируемой системе. При этом уже на стадии выбора проектного решения конструктор стремится, чтобы система максимально удовлетворяла всем выбранным критериям.

Выбор самых лучших вариантов технических решений. При анализе подобранных вариантов некоторые из них сразу отбрасываются как заведомо слабые. Из оставшихся сильных вариантов решений надо выбрать несколько самых сильных, которые будут затем подвергнуты детальному изучению математическими или экспериментальными методами.

Для анализа при выборе самых сильных решений часто используют метод экспертных оценок [8, 9] или метод ранжирования [3].

Используя метод экспертных оценок, сильные варианты решений заносятся в табл. 2. Затем подбираются критерии, которые наилучшим образом удовлетворяют требованиям, предъявляемым к проектируемому объекту. В данном примере варианты будем оценивать по следующим восьми критериям с их весовыми коэффициентами K :

K_1 – увеличение надежности работы линии, $K = 0,05$;

K_2 – снижение энергопотребления, $K = 0,25$;

K_3 – снижение габаритов линии, $K = 0,25$;

K_4 – точность и стабильность базирования, $K = 0,25$;

K_5 – легкость обслуживания, $K = 0,02$;

K_6 – простота системы управления, $K = 0,12$;

K_7 – простота и удобство наладки линии, $K = 0,04$;

K_8 – отсутствие монотонности в работе оператора, $K = 0,02$.

Таблица 2

**Матрица оценок вариантов структур линии склеивания
пиломатериалов по длине**

Сильные варианты структур	Критерии и их весовые коэффициенты								Сум- ма бал- лов
	K_1	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	
	0,05	0,25	0,25	0,25	0,02	0,12	0,04	0,02	
A_1B_2	4 0,2	5 1,25	3 0,75	4 1,0	2 0,04	8 0,96	6 0,24	1 0,02	4,46
A_1B_3	3 0,15	5 1,25	3 0,75	8 2,0	5 0,1	8 0,96	6 0,24	2 0,04	5,49
A_2B_3	4 0,2	7 1,75	5 1,25	6 1,5	5 0,1	4 0,48	3 0,12	1 0,02	5,42
A_3B_2	2 0,1	8 2,0	6 1,5	7 1,75	7 0,14	4 0,48	2 0,08	2 0,04	6,09
A_3B_3	5 0,25	10 2,5	6 1,5	10 2,5	6 0,12	5 0,6	5 0,2	3 0,06	7,73

Считается, что подобранные критерии на 100% обеспечивают достижение удачного результата. Сумма всех весовых коэффициентов равна единице. Значимость каждого критерия разная, а поэтому и весовые коэффициенты будут разные. Зна-

чимость критериев определяют эксперты. На каждые 10% значимости критерия весовой коэффициент определяется по формуле

$$K_{10} = \frac{1}{5n},$$

где n – количество подобранных критериев (в данном примере $n = 8$).

Если критерий K_2 должен быть реализован в проектируемой линии на 100%, то для него $K = 10K_{10} = 10/(5 \cdot 8) = 0,25$.

Если критерий K_6 должен быть реализован в проектируемой линии на 50%, то для него $K = 5K_{10} = 5/(5 \cdot 8) = 0,12$.

Кроме того, каждый вариант в зависимости от соответствия его каждому принятому критерию оценивается экспертами по десятибалльной системе. Чем лучше вариант отвечает принятому критерию, тем большее число баллов ему присваивается.

Число баллов и весовой коэффициент критерия умножаются, как это сделано в таблице. Затем для каждого варианта находится сумма произведений по всем критериям. Лучшим считается тот вариант, для которого указанная сумма наибольшая. Для приведенного примера самые лучшие варианты A_3B_3 и A_3B_2 имеют суммы произведений соответственно 7,73 и 6,09. Эти варианты будут отобраны для дальнейшей экспериментальной проработки.

Глава 2. Схемы и приводы станков

3. Разработка технологической схемы станка

3.1. Производительность станка

Производительность станка определяется количеством произведенной продукции в единицу времени (в минуту, час, рабочую смену, год и т.д.). Количество продукции выражают в погонных метрах, штуках, кубометрах, квадратных метрах.

Различают производительность технологическую, цикловую и фактическую [10].

Технологическая производительность – это производительность идеальной машины, которая работает без холостых ходов и каких-либо потерь времени. Она определяется еще на стадии проектирования по формуле, шт/с

$$Q_T = 1/t_{p.x.}, \quad (1)$$

где $t_{p.x.}$ – продолжительность рабочего хода при обработке одной детали, с.

Цикловая производительность определяется по времени цикла обработки одной детали, шт/с:

$$Q_u = 1/t_u = 1/(t_{p.x.} + t_{x.x.}), \quad (2)$$

где t_u – продолжительность цикла обработки одной детали, с;

$t_{x.x.}$ – продолжительность рабочего хода при обработке одной детали, с.

$$Q_u = \frac{1}{(1/Q_T) + t_{x.x.}} = Q_T \frac{1}{1 + Q_T t_{x.x.}} = Q_T K_{\Pi}, \quad (3)$$

$$K_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}}{Q_{\tau}},$$

где K_{Π} – коэффициент производительности станка (коэффициент использования машинного времени), который характеризует конструктивное совершенство рабочей машины.

Коэффициент производительности станка есть отношение цикловой производительности к технологической.

Технологическая и цикловая производительности характеризуют рабочую машину с точки зрения прогрессивности технологического процесса и конструктивного совершенства. В цикловой производительности учитываются **цикловые** потери времени, связанные с выполнением только цикла. Они учитываются коэффициентом производительности.

Фактическая производительность определяется с учетом внецикловых потерь времени, которые возникают при эксплуатации рабочей машины (замена режущего инструмента, устранение отказов, обслуживание оборудования, организационные потери времени, время перерывов на отдых), когда машина простаивает и не выдает продукцию.

Фактическая производительность определяется по формуле, шт./с

$$Q_{\phi} = \frac{1}{t_{p.x.} + t_{x.x.} + \Sigma t_{\Pi}} = Q_{\Pi} \frac{1}{1 + Q_{\Pi} \Sigma t_{\Pi}} = \frac{1}{t_{\Pi}} K_{\Pi} = Q_{\Pi} K_{\Pi}, \quad (4)$$

$$K_{\Pi} = \frac{Q_{\phi}}{Q_{\Pi}},$$

где K_{Π} – коэффициент использования станка (коэффициент использования рабочего времени);

Σt_{Π} – время внецикловых потерь (неработоспособного состояния станка), приходящееся на единицу продукции, с.

Коэффициент использования станка есть отношение фактической производительности к цикловой.

Коэффициент использования

$$K_{\Pi} = K_{\tau.\Pi} K_{\tau}, \quad (5)$$

где $K_{т.и}$ – коэффициент технического использования,

$K_з$ – коэффициент загрузки.

Коэффициент технического использования показывает, какую долю фонда времени машина работает и выпускает продукцию без внецикловых потерь, и какую долю времени простаивает из-за внециклических потерь. Он характеризует надежность станка и режущего инструмента. Если $K_{т.и} = 0,9$, то это означает, что 90% времени станок работает и выпускает продукцию и 10% времени простаивает по причине устранения отказов, смены инструмента, обеспечения заготовками, электроэнергией, отсутствия станочника на рабочем месте и других организационно-технических причин.

Коэффициент загрузки показывает какую долю планового фонда времени станок работает, ремонтируется, наладывается и какую простаивает по организационным причинам. Так $K_з = 0,8$ показывает, что 80% фонда времени станок работает, простаивает при устранении отказов, а 20%, будучи исправной, простаивает по организационно-техническим причинам.

Усредненные значения коэффициентов производительности станка K_n и использования станка $K_{и}$ для некоторых типов оборудования приведены в табл. 3.

Фактическая сменная производительность станка, шт./смена:

для проходных станков

$$Q_{см.п} = (V_s T i K_n K_{и}) / (L i_n), \quad (6)$$

для цикловых и циклопроходных станков

$$Q_{см.п} = T K_{и} i / t_{ц}, \quad (7)$$

где T – продолжительность смены, мин;

V_s – скорость подачи, м/мин;

i – количество одновременно обрабатываемых деталей;

L – длина детали, м;

i_n – число проходов для полной обработки деталей.

$t_{ц}$ – продолжительность цикла обработки детали, мин.

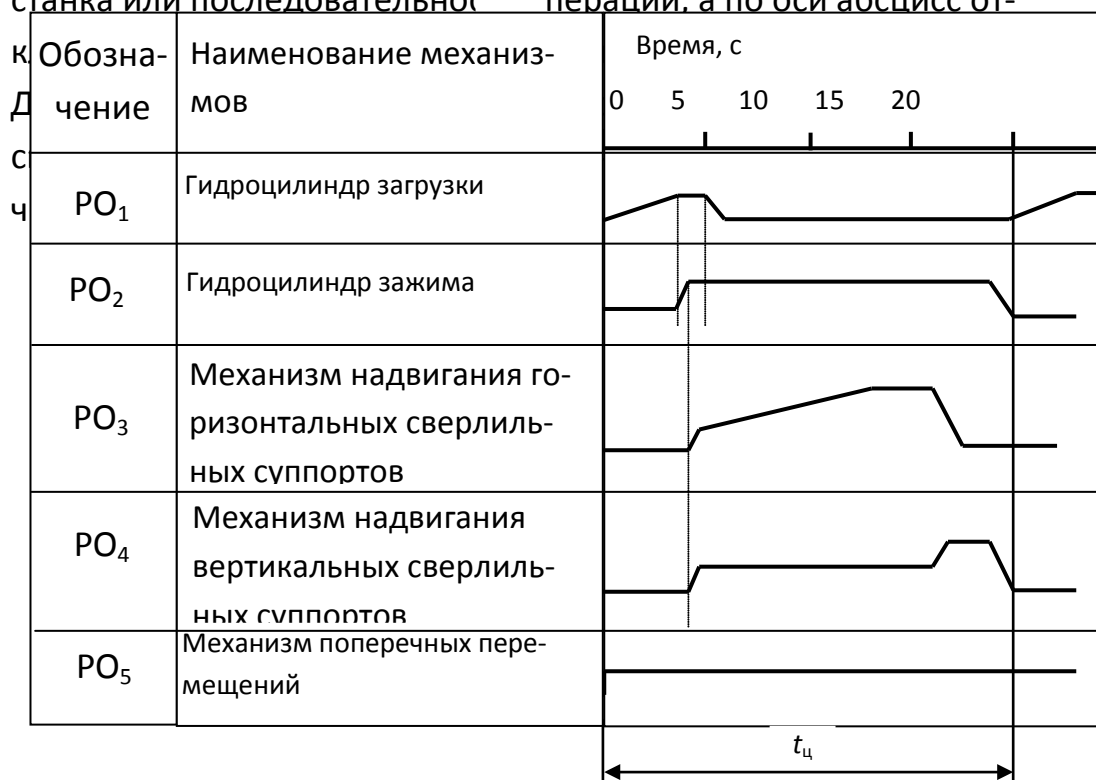
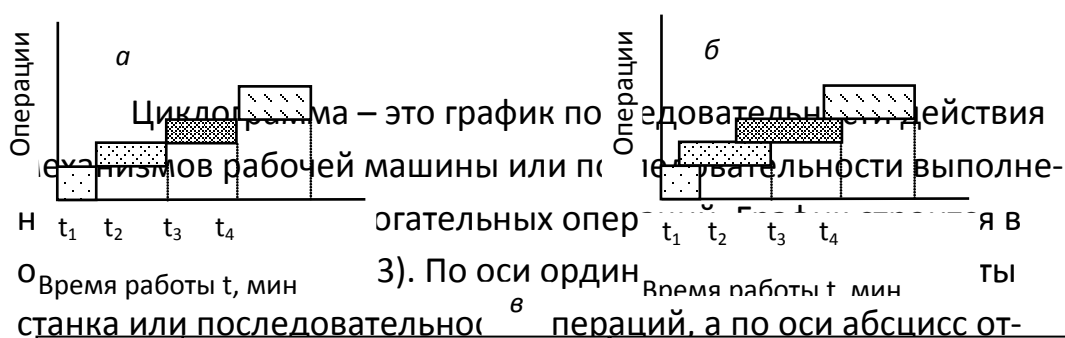
Построение циклограммы. Продолжительность цикла обработки одной детали определяется по циклограмме работы рабочей машины.

Таблица 3

**Значения коэффициентов производительности станка K_n и
использования станка $K_{\text{и}}$ для некоторых типов оборудования**

	K_n	$K_{\text{и}}$
Ленточнопильные ребровые и столярные	0,9	0,9
Круглопильные:		
торцовочные, концеравнители	0,9	0,95
продольного раскроя	0,9	0,9
Фуговальные:		
с ручной подачей при длине заготовки, м:		
0,5	0,5 - 0,7	0,8 - 0,93
1,0	0,7 - 0,8	0,8 - 0,93
2,0	0,8 - 0,9	0,8 - 0,93
с механической подачей	0,8 - 0,9	0,85 - 0,9
Рейсмусовые	0,8 - 0,9	0,88 - 0,99
Четырехсторонние продольно-фрезерные . .	0,8 - 0,9	0,8 - 0,9
Шипорезные:		
рамные односторонние и фрезерные с шипорезной головкой	0,5 - 0,6	0,9 - 0,95
рамные двусторонние	0,7 - 0,75	0,7 - 0,8
ящичные	0,5 - 0,6	0,9
Сверлильные вертикальные	0,3 - 0,6	0,93
Сверлильно-пазовальные:		
с ручной подачей	0,6 - 0,7	0,9

с автоподачей	0,3- 0,4	0,9
Цепнодолбежные	0,75- 0,8	0,9
Токарные, круглопалочные	0,8	0,95
Фрезерные:		
с ручной подачей по линейке	0,5 - 0,8	0,9- 0,95
при фрезеровании по кольцу	0,25- 0,4	0,9 - 0,93
Шлифовальные:		
ленточные	0,85	0,9
дисковые	0,7	0,9
одноцилиндровые	0,7	0,85
трехцилиндровые	0,75	0,95



4.

Рис. 13. Циклограммы станков:

а – с последовательным выполнением операций;

б – с частично совмещенным временем выполнения операций;

в – с совмещенными операциями позиционного сверлильно-пазовального станка для обработки ножей станков

Для станков характерны три цикла работы: последовательный (рис. 13, а), частично совмещенный (рис. 13, б) и совмещенный (рис. 13, в).

На рис. 13, в показана цикловая диаграмма четырех шпиндельного позиционного сверлильно-пазовального автомата для обработки ножек стульев. Механизм загрузки PO_1 с помощью гидроцилиндра подает заготовку из магазина в позицию обработки и находится в ожидании до начала следующего цикла (горизонтальные линии означают останов, а наклонные – движение).

В позиции обработки заготовка фиксируется зажимом PO_2 и удерживается им до конца обработки. Затем зажим возвращается в исходное положение.

В позиции обработки на заготовку надвигаются два горизонтальных PO_3 и два вертикальных PO_4 сверлильно-пазовальных суппорта. Сначала они ускоренно подходят к заготовке, затем сверлильно-пазовальные головки медленно обрабатывают пазы, а в конце рабочего хода делают зачистку поверхности пазов при осевой подаче, равной нулю.

Движение суппортов обеспечивается кулачками механизма поперечных перемещений.

Цикл обработки одной ножки стула $T_{ц} = 20$ с.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение производительности.
2. Различают производительность станка технологическую, ... (продолжите ряд).
3. Как определяются и что учитывают коэффициент K_n и $K_{и}$?
4. Поясните, как строится циклограмма.

3.2. Подготовка вариантов обработки детали

Характеристика деталей. Деревообрабатывающие станки по назначению могут быть специализированными или универсальными. На специализированном станке обрабатываются детали определенной формы и размеров, а на универсальном – разной формы и размеров. При выборе типа станка необходимо дать четкую характеристику детали.

Сначала приводится эскиз заготовки, из которой будет выполнена деталь. Указывается ее форма, размеры, припуски на обработку, материал (порода древесины) и

влажность. Затем приводится чертеж детали с указанием размеров, их предельных отклонений, шероховатости обработанных поверхностей. Далее приводится перечень операций, необходимых для обработки детали, и возможный их состав. После выявления операций можно выбрать методы обработки детали. Так, плоские поверхности могут быть получены пилением, фрезерованием, строганием, шлифованием. Кроме того, рабочие движения процесса обработки могут быть вращательными или поступательными, выполняться одновременно или поочередно в разное время. Каждый из перечисленных методов имеет свои достоинства и недостатки.

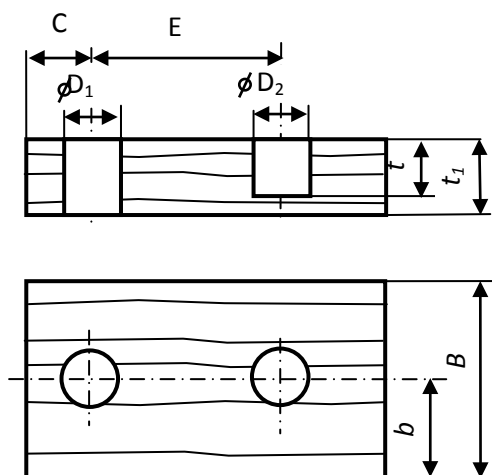


Рис. 14. Деталь

При проектировании ставится задача составить множество вариантов возможных методов обработки детали и на основе их анализа выбрать рациональный вариант.

Подготовка вариантов. На рис. 14 приведена деталь, предназначенная для обработки на станке [11]. Операция обработки отверстий может быть выполнена за два перехода одним или двумя режущими инструментами, работающими одновременно или последовательно друг за другом, на одной или двух позициях, при одной или двух установках.

Рабочие движения тоже могут быть выполнены по-разному. Сочетания различных способов обработки дают много вариантов. Некоторые из них приведены на рис. 15.

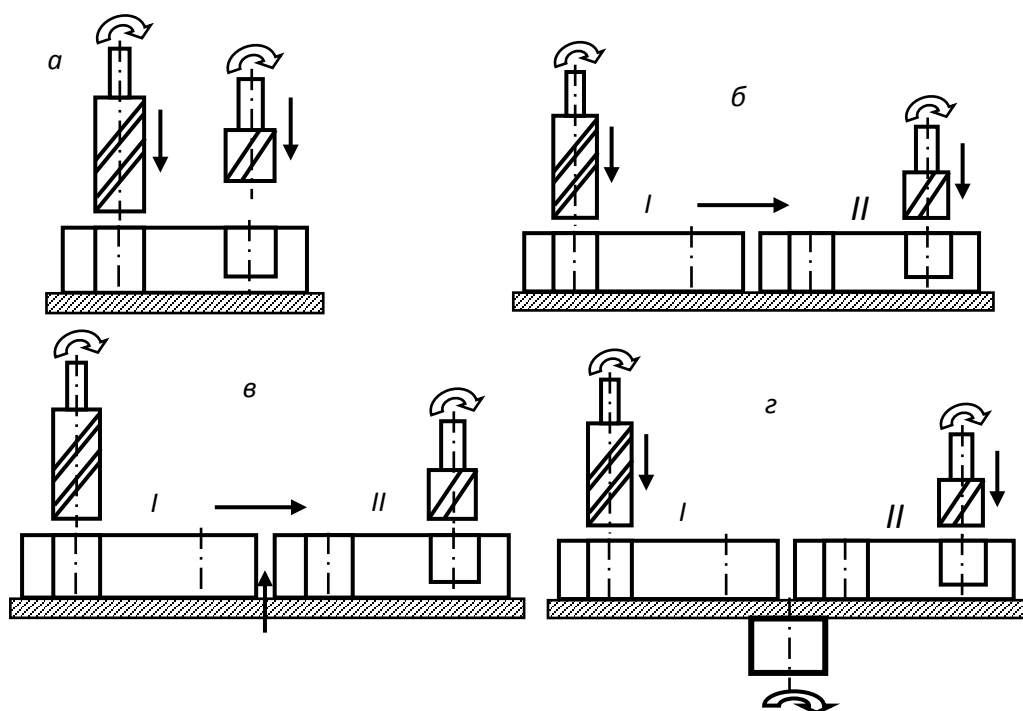


Рис. 15. Варианты технологических схем обработки детали:

а – на одной позиции с надвиганием режущих инструментов;

б – на двух позициях с надвиганием режущих инструментов;

в – на двух позициях с надвиганием стола;

В первом варианте операция обработки отверстий выполняется за два перехода на одной позиции (рис. 15, *а*). Во втором варианте заготовка последовательно перемещается с позиции *I* в позицию *II* (рис. 15, *б*). На каждой позиции обрабатывается одно отверстие путем надвигания вращающихся сверл. Третий вариант (рис. 15, *в*) отличается от второго тем, что движение подачи в нем осуществляется столом. Четвертый вариант (рис. 15, *г*) отличается от предыдущих вариантов наличием карусельного стола, на котором за установленыготовки.

Анализ вариантов. При анализе вариантов рассчитывается их производительность. Рассматривается возможность достижения всех технических требований, предъявляемых к детали. Затем составляется перечень критериев для всесторонней оценки вариантов. В качестве критериев можно взять производительность станка, его надежность (сложность, число элементов), компактность и др. С помощью критериев делается выбор рационального варианта по методике, изложенной в главе 1.

3.3. Оформление технологической схемы станка

Технологической называют схему машины, которая отражает принцип ее работы и характер движений ее рабочих органов и обрабатываемой детали. Технологическая схема показывает, какие движения рабочих органов должны быть сделаны для обработки детали и обеспечения нормальной безопасной работы станка. На ней показывается условными очертаниями обрабатываемая деталь и инструмент, базирующие, направляющие, прижимные и подающие органы, их взаимное расположение и направление движения.

Технологические схемы выполняются по определенным правилам, которые установлены ГОСТ 2.701-84. Схемы выполняются без соблюдения масштаба. Пространственное расположение частей изделия можно не учитывать.

На рис. 16 изображена технологическая схема круглопильного станка для продольной распиловки пиломатериалов модели ЦА-2А. На схеме показаны пила 1 нижние подающие вальцы 2 и 6, верхние подающие вальцы 3 и 4, верхняя 5 и нижняя когтевые завесы, предотвращающие обратный выброс заготовки 8, и боковая направляющая линейка 7. Заготовка взаимодействует со всеми указанными элементами станка. При этом каждый рабочий орган выполняет свою конкретную функцию.

Для повышения наглядности базирования заготовки приводится вторая проекция станка.

Стрелками показано направление движения заготовки и рабочих органов станка. На схеме указывается также максимальный и минимальный размер обрабатываемой заготовки.

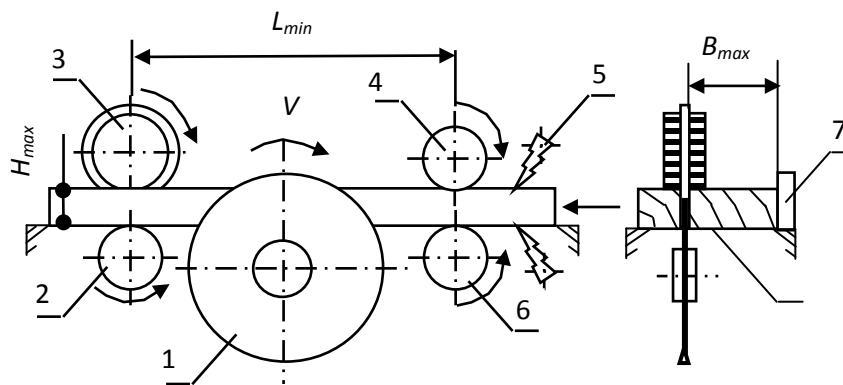


Рис. 16. Технологическая схема станка ЦА-2А

Контрольные вопросы и задания

1. Технологическая операция состоит из следующих частей: переход, ... (продолжите ряд).
2. Как подготовить варианты выполнения технологической операции на станке?
3. Дайте определение технологической схемы.
4. Как выполняется технологическая схема?

4. Кинематические схемы

4.1. Основные понятия и определения

Каждый станок имеет рабочие органы и их приводы. Привод включает в себя двигатель и силовую передачу. В свою очередь силовая передача состоит из кинематических элементов (звеньев) – валов, шестерен, шкивов, звездочек и т.п. Взаимодействующие друг с другом звенья образуют кинематические пары, а последние создают кинематические цепи, которые **связывают двигательные механизмы станка с исполнительными** [12].

Кинематическая схема станка отражает способ передачи движений в машине от двигательных механизмов к исполнительным.

Кинематические цепи станка выполняют следующие функции:

- повышают, понижают или регулируют скорости рабочих органов;
- повышают или понижают крутящие моменты на рабочих органах;
- изменяют направление вращения (реверсируют) рабочих органов, изменяют траекторию движения.

Передаточное число. Передаточное число – основной параметр кинематической цепи.

Передаточное число кинематической цепи равно отношению частоты вращения вала двигателя к частоте вращения вала исполнительного элемента и равно произведению передаточных чисел отдельных кинематических пар, при этом передаточное число кинематической пары равно отношению диаметра ведомого шкива (числа зубьев шестерни, звездочки) к диаметру ведущего шкива (числа зубьев шестерни, звездочки).

Это правило можно записать следующим образом:

$$U = \frac{n_{\partial\partial}}{n_{\text{ио}}} = U_{pn} U_{zn} \dots U_{\text{цп}} = \frac{d_2}{d_1} \frac{z_4}{z_3} \dots \frac{z_6}{z_5}, \quad (8)$$

где $n_{\partial\partial}$ – частота вращения вала двигателя кинематической цепи, мин⁻¹;

$n_{\text{ио}}$ – частота вращения вала исполнительного органа, мин⁻¹;

$U_{pn}, U_{zn}, U_{\text{цп}}$ – передаточное число соответственно передач ременной, зубчатой, цепной;

d_2, z_4, z_6 – диаметр и числа зубьев **ведомых** соответственно шкива, зубчатого колеса и звездочки;

d_1, z_3, z_5 – диаметр и числа зубьев **ведущего** соответственно шкива, зубчатого колеса и звездочки.

Если у машины скорость рабочего органа постоянна, то и передаточное число постоянно. Если при работе машины скорость рабочего органа изменяется, то и передаточное число будет переменным. Оно может меняться плавно или ступенчато. Отношение наибольшей скорости рабочего органа к наименьшей называется **диапазоном регулирования**.

КПД кинематических цепей. Кинематические схемы позволяют также определить КПД кинематических цепей. При последовательном расположении кинематических пар общий КПД кинематической цепи находится как произведение частных КПД по формуле

$$\eta_o = \prod_{i=1}^n \eta_i, \quad (9)$$

где η_i – КПД отдельных пар цепи.

При параллельном расположении кинематических пар, когда от одного двигателя приводится в движение несколько рабочих органов, КПД механизма определяется по формуле[13]:

$$\eta_m = \frac{P_1 + P_2 + \dots + P_n}{\frac{P_1}{\eta_1} + \frac{P_2}{\eta_2} + \dots + \frac{P_n}{\eta_n}}, \quad (10)$$

где P_1, P_2, \dots, P_n – мощность на рабочих органах;

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД отдельных передач, входящих в механизм.

Значения КПД некоторых передач приведены в табл. 4.

Таблица 4

Значения КПД некоторых передач

Наименование передач	КПД	Наименование передач	КПД

Подшипник качения	0,99-0,995	Цепная	0,92-0,95
Подшипник скольжения	0,98-0,99	Зубчатая	0,95-0,98
Муфты	0,97-0,99	Червячная	0,7-0,9
Ременная (все типы)	0,94-0,96	Кривошипно-шатунный механизм с ползуном	0,8-0,9

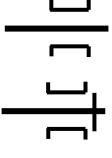
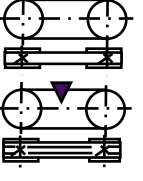
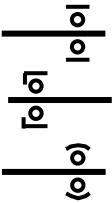
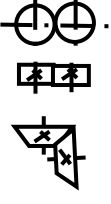
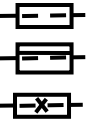
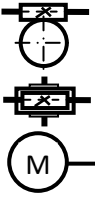

4.2. Правила выполнения кинематических схем

Кинематические схемы изображаются условными графическими обозначениями элементов машины, установленными ГОСТ. Некоторые из них приведены в табл.5.

Таблица 5

Условные обозначения элементов кинематических схем (ГОСТ 2.721-74 и ГОСТ 2.770-68)

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Вал, ось, стержень		Соединение валов: глухое; эластичное	 
Соединение стержней жесткое и шарнирное	 		
Подшипники: без уточнения типа радиальный и радиальноупорный одно-сторонний	 	Маховик и шкив ступенчатый на валу	  

		Винт-гайка	
Подшипники скольжения: ради- альный и радиально- упорный односторон- ний		Ременные переда- чи: плоским ремнем; клиновым ремнем	
Подшипники качения: радиальный; радиально-упорный односторонний; радиальный самоус- танавливающийся		Зубчатые переда- чи: цилиндрическая; коническая;	
Соединение деталей: свободное; подвижное; глухое		червячная	
		Электродвигатель	

Кинематическую схему вычерчивают без соблюдения масштаба, как правило, в ортогональных проекциях (рис. 17). Допускается схему выполнять в аксонометрии.

На схеме, не нарушая ясности чертежа, допускается переносить элементы вверх или вниз от исходного положения, выносить их за контур станка, не меняя положения, поворачивать элементы в положение, наиболее удобное для изображения.

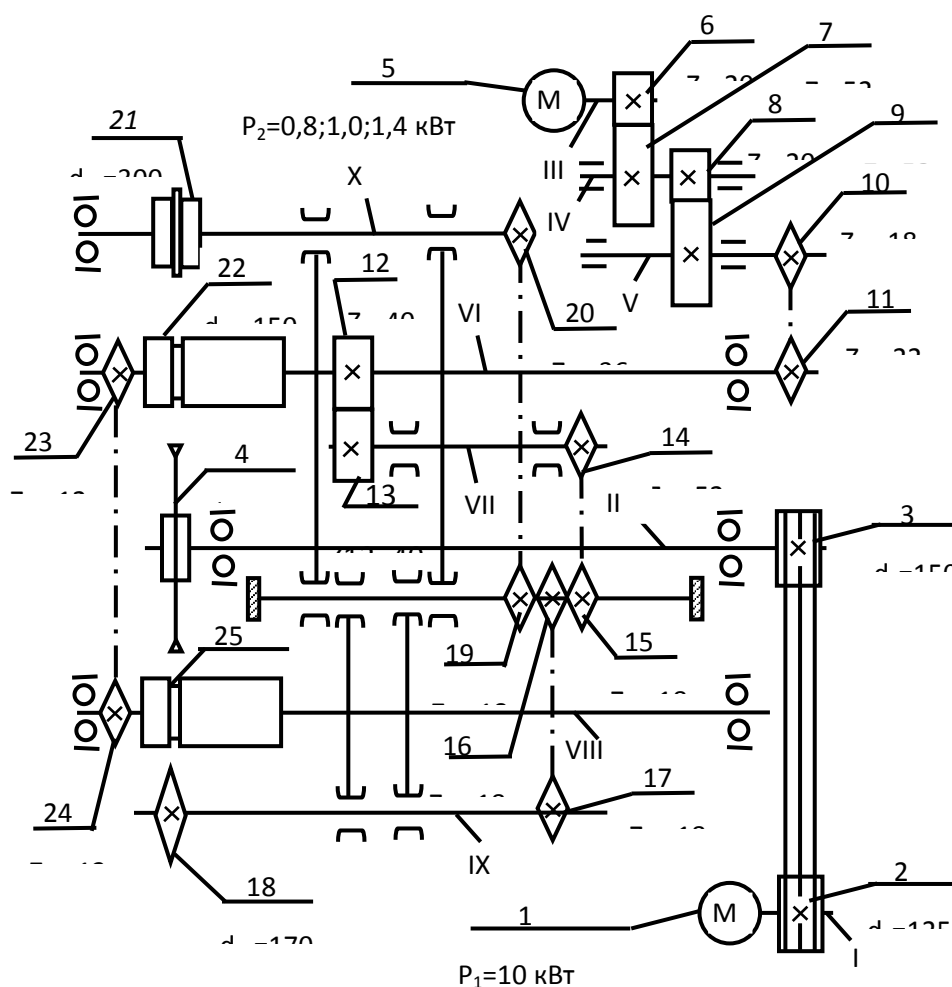


Рис. 17 Кинематическая схема круглопильного станка

Схемы изображаются следующими линиями:

- валы, оси, стержни, шатуны, кривошипы изображаются линией толщиной $S = 0,6-1,5$ мм
- зубчатые колеса, червяки, звездочки, шкивы и т.д. – толщиной $S/2$;
- контур изделия, в который вписана схема – толщиной $S/3$.

Каждому элементу схемы присваивается порядковый номер, начиная от двигателя. Номер в виде арабской цифры указывается на полке выносной линии. Под полкой указывается пара-

метр элемента (диаметр, число зубьев, шаг). Валы нумеруются римскими цифрами.

К кинематической схеме в форме таблицы прилагается перечень изображенных элементов. В колонках таблицы указывается позиция обозначения, наименование, количество элементов и примечание (характеристика элемента). Допускается перечень элементов помещать непосредственно на чертеже.

На свободном поле схемы можно помещать различные технические данные в виде диаграммы, таблицы, текстовых указаний.

В случае включения в схему гидравлических или пневматических устройств на схеме необходимо показать эти устройства условными графическими обозначениями и проставить их основные характеристики.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение кинематической схемы.
2. Как определяется передаточное число кинематической цепи?
3. Как определить КПД кинематической цепи?
4. Изобразите какие-нибудь элементы кинематической схемы.
5. Изобразите кинематическую схему механизма главного движения круглопильного станка.

4.3. Методика разработки кинематической схемы станка

Базой для разработки кинематической схемы служит технологическая схема станка, режимы обработки детали, параметры механизмов главного движения и подачи. Выбранная кинематическая схема определяет конструкцию станка, его массу и экономическую эффективность при изготовлении и эксплуатации.

4.3.1. Общие принципы разработки схемы

При разработке кинематической схемы учитываются следующие принципы [14].

Максимально возможная простота. Чем проще кинематическая схема станка, тем более простой и менее трудоемкой в изготовлении получается созданная по ней конструкция. Кроме того, станки со сложной кинематической схемой труднее в обслуживании и менее надежны в эксплуатации.

Общую кинематическую схему следует разбить на несколько автономных цепей с отдельными двигателями и минимальным количеством кинематических пар. Надо стремиться к сокращению или исключению механизмов сложных при изготовлении и сборке. К таким механизмам относятся червячные, планетарные, мальтийские передачи и др. Надо стремиться, чтобы все валы и оси были только параллельны или перпендикулярны.

Максимально возможная степень автоматизации по основным и вспомогательным движениям. Степень автоматизации определяется коэффициентом:

$$\eta_a = \frac{T_{ap}}{T_{ц}}, \quad (11)$$

где T_{ap} – время выполнения операций в автоматическом режиме;

$T_{ц}$ – цикл обработки детали.

Коэффициент $\eta_a = 0,5 \dots 1$ и характеризует степень занятости рабочего на станке и возможность многостаночного обслуживания.

Выполнение этого требования обеспечивает большую производительность и повышает безопасность работы на станке. С этой точки зрения наилучшим вариантом является кинематическая схема станка-автомата. Однако это приводит к усложнению конструкции станка. Поэтому вопрос о целесообразности степени автоматизации проектируемого станка следует решать исходя из масштабов производства, возможной экономии вспомогательного времени, а также на основе опыта эксплуатации аналогичных станков.

Возможно более высокий КПД тех кинематических цепей, в которых расходуется большая часть энергии. Для большей части станков это относится к цепям механизма главного движения. В остальных механизмах передаваемая мощность мала, поэтому и при низком КПД потери мощности будут невелики.

Общий КПД кинематической цепи находится как произведение КПД отдельных передач, поэтому повышение КПД достигается путем сокращения числа передач и исключением передач с низким КПД (винтовых, червячных и т. д.).

Обеспечение требуемой точности работы механизмов станка. Погрешности движения отдельных механизмов обусловлены многими ошибками и прежде всего неточностью изготовления и монтажа. В результате износа в кинематических парах появляются зазоры, в ременных и фрикционных передачах возникает проскальзывание, кинематические пары начинают передавать движения неравномерно, в механизмах наблюдается изменение скорости, утечка масла в гидроприводе и т. д.

Уменьшение влияния кинематической схемы на точность работы станка достигается выбором такого варианта, при котором неточности в передаче движения были бы наименьшими. Действенным средством в данном случае является уменьшение количества звеньев схемы, а также увеличением значений передаточных чисел в цепи. В кинематических цепях, предназначенных для точного согласования скоростей, применение ременных и фрикционных передач недопустимо.

Использование нормализованных, стандартизованных и унифицированных узлов. Нормализованные, стандартизованные и унифицированные узлы, многократно проверенные на практике, должны использоваться в максимальном объеме. Применение в кинематических цепях электродвигателей постоянного тока, моторов-редукторов, моторов-вариаторов-редукторов, гидромоторов позволит без промежуточных передач присоединять их к рабочим органам машин.

4.3.2. Факторы, определяющие структуру кинематических цепей

Структура кинематической схемы станка зависит от многих факторов. Основными из них являются следующие.

Форма траектории начального и конечного звеньев цепи. Траектории движений начального и конечного звеньев кинематической цепи могут быть различными.

Для преобразования одного вида движения в другой используются следующие передачи и механизмы.

Преобразование вращательного движения во вращательное может быть осуществлено такими передачами:

при параллельных осях ведущего и ведомого валов – ременной, цепной, зубчатой;

при пересекающихся осях – конической зубчатой или фрикционной, червячной или гипоидной.

Преобразование вращательного движения в поступательное обеспечивается передачами реечно-шестеренчатой, реечно-червячной, винтовой, механизмами кривошипно-шатунным, кулисным, кулачково-рычажным или гидро- и пневмоустройствами.

Преобразование поступательного движения во вращательное достигается реечно-шестеренчатой или храповой передачами, кривошипно-шатунным механизмом или гидроприводом.

Преобразование равномерного вращения ведущего вала в периодическое движение ведомого может быть выполнено механизмом с мальтийским крестом или шаговым механизмом.

Преобразование вращательного движения в плоское с криволинейной траекторией достигается копирами или пантографами.

Значение передаточного числа кинематической цепи. Во всех случаях следует стремиться к уменьшению значения передаточного числа кинематической цепи понижающих передач и увеличению передаточного числа повышающих передач. В идеальном случае частота вращения рабочего вала равна или незначительно отличается от частоты вращения вала двигателя. Для решения такой задачи промышленность выпускает электродвигатели низко- и высокооборотные, односкоростные и многоскоростные, а также гидравлические роторные моторы.

Регулирование скорости конечного звена. При необходимости регулирования скорости конечного звена в заданном диапазоне в кинематическую цепь вводятся коробки скоростей, вариаторы, электромагнитные муфты скольжения, применяются регулируемый электро- или гидропривод.

Сохранение постоянства скорости рабочего органа во время его движения. Если скорость рабочего органа должна быть строго постоянной, то в кинематической цепи не должны применяться ременные, фрикционные передачи или механизмы с пневмоприводом. В таких механизмах под действием нагрузки неизбежны про-

скальзывания и неточности в перемещениях, что неизбежно ведет к изменению скорости рабочего звена.

Реверсирование поступательных движений рабочего органа. Прямолинейное возвратно-поступательное движение рабочего органа машины при небольшом его ходе достигается кривошипно-шатунным или кулисным механизмом, пневмо- или гидроцилиндром. Если длина хода рабочего органа большая, то задача решается применением реечно-шестеренной передачи, ходового винта с гайкой или цепной передачи, соединенной мультипликатором с гидроцилиндром.

4.3.3. Порядок разработки кинематической схемы

Кинематическая схема включает в себя такую структуру двигательных и передаточных механизмов, которые обеспечивают все требуемые движения заготовки, инструментов, а также вспомогательные движения, необходимые для обработки детали заданных размеров, формы и качества. Разработка схемы ведется в несколько этапов.

Этап 1. На первом этапе фиксируется перечень необходимых кинематических цепей механизмов: механизма главного движения, подачи, настроечных перемещений и др.

Этап 2. Устанавливаются предельные значения или диапазон регулирования скоростей рабочих органов. Назначается частота вращения или величина хода двигателя. Определяется частота вращения вала рабочего органа или величина его хода.

Этап 3. Изображается конструкция кинематической цепи, определяется ее передаточное число.

В идеальном случае передаточное число должно быть равно единице или незначительно отличаться от единицы. Количество передач должно стремиться к минимуму.

Если в кинематической замедляющей движение цепи несколько передач, то они должны быть расположены в такой последовательности, чтобы частота вращения валов убывала как можно медленнее. Передаточные числа отдельных кинематических пар, начиная от двигателя, в этом случае должны располагаться в порядке возрастания значений $u_1 \leq u_2 \leq u_3 \leq \dots \leq u_n$. Например, $u_o = 80$ можно разложить на частные передаточные числа следующим образом: $80 = 2 \times 4 \times 10$. При таком расположении передач их габариты и материалоемкость уменьшаются.

Рекомендуемые значения передаточных чисел некоторых передач приведены в табл. 6 [15].

Таблица 6

**Рекомендуемые средние и максимально допустимые
значения передаточных чисел передач**

Вид передачи	U_{cp}	U_{max}	Вид передачи	U_{cp}	U_{max}
Цилиндрическая зубчатая	2-4	6	Плоскоременная	2-3	5
Коническая зубчатая	2-3	4	Клиноременная	2-4	6
Цепная	2-3	7	Ремennая с натяжным роликом	2-4	7

Ремennые передачи применяют только на быстроходных участках кинематической цепи.

Этап 4. Уточнение частоты вращения рабочих валов, величины хода рабочего органа станка.

Если рабочий орган машины должен иметь k ступеней чисел оборотов, то значения чисел оборотов принимаются из ряда, составленного по закону геометрической прогрессии со знаменателем φ .

Пусть частота вращения вала должна изменяться ступенчато в диапазоне от n_{min} до n_{max} и должна быть поделена на k ступеней. Обозначим $n_1 = n_{min}$, $n_k = n_{max}$.

Знаменатель ряда геометрической прогрессии определяется по формуле

$$\varphi = \sqrt[k-1]{\frac{n_{max}}{n_{min}}} = \sqrt[k-1]{C}, \quad (12)$$

где C – диапазон регулирования частоты вращения.

Ряд чисел геометрической прогрессии для k ступеней будет иметь вид

$$n_1, n_1\varphi, n_1\varphi^2, \dots, n_1\varphi^{k-1}. \quad (13)$$

Значение знаменателя геометрической прогрессии рекомендуется брать из нормализованного ряда. Различают

основной ряд – $\varphi = 1,26; 1,41; 1,58;$

дополнительный ряд – $\varphi = 1,06; 1,12; 1,78; 2,0.$

В настоящее время ступенчатое регулирование частоты вращения применяется редко. Наиболее часто используется плавное непрерывное изменение скорости. Для этого в приводах станков применяются мотор-вариаторы-редукторы, которые часто заменяются гидравлическими моторами.

Этап 5. Подготовка вариантов кинематических цепей, анализ и выбор рационального варианта.

Любая кинематическая цепь может иметь множество вариантов исполнения. Варианты будут отличаться видом двигателя (электрический, пневматический, гидравлический), применением различных нормализованных узлов (мотор-редуктор, редуктор, мотор-вариатор-редуктор), использованием различных передач. Для сравнительного анализа полученных вариантов могут быть использованы следующие критерии: сложность кинематической цепи, материалоемкость, КПД, общее передаточное число, использование дорогостоящих элементов и др.

Выбор рационального варианта кинематической цепи производится по методике, изложенной ранее.

После выбора всех кинематических цепей вычерчивается общая кинематическая схема станка.

Пример. Для горизонтального роликового конвейера требуется разработать кинематическую схему привода. Окружная скорость роликов конвейера $V = 16,5$ м/мин, диаметр роликов $D = 120$ мм, мощность электродвигателя $P = 0,55$ кВт, частота вращения вала электродвигателя $n = 700$ мин⁻¹.

Решение. 1. Определяем частоту вращения роликов

$$n_p = \frac{1000V}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 16,5}{3,14 \cdot 120} = 43,8 \text{ мин}^{-1}.$$

2. Общее передаточное число

$$u = \frac{n}{n_p} = \frac{700}{43,8} = 16$$

3. Подготовка вариантов кинематических схем (рис. 18).

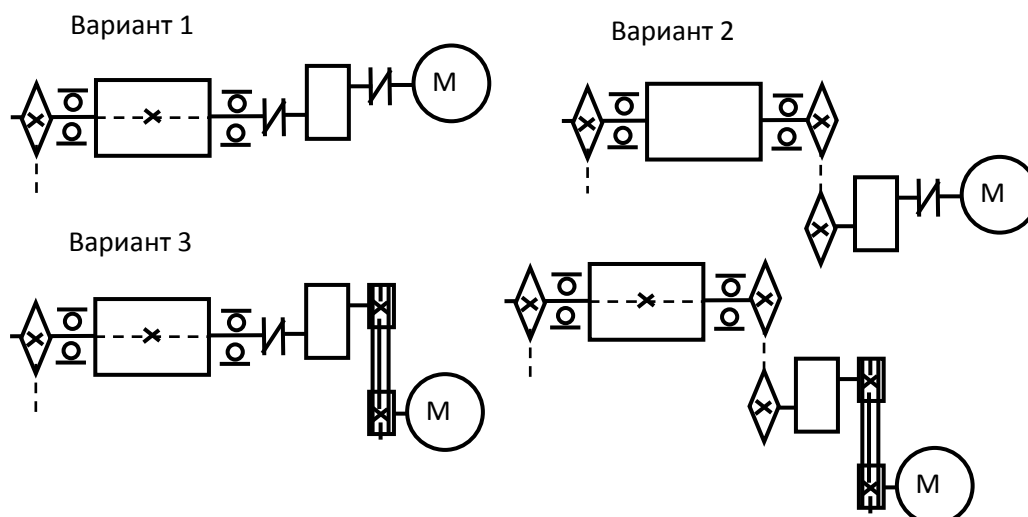


Рис. 18. Варианты кинематических схем привода роликового конвейера

Вариант 1. В приводе используется двухступенчатый редуктор с цилиндрическими зубчатыми колесами. Передаточное число редуктора $u = 16$. Конструкция простая, но трудоемка при изготовлении и монтаже. Она требует высокой точности соосности всех валов.

Вариант 2. Привод включает одноступенчатый редуктор и цепную передачу. Общее передаточное число $u = u_p u_{\text{ц}} = 6,3 \cdot 2,54 = 16$. Конструкция более сложная, но и более простая при изготовлении и монтаже. Высокие требования соосности валов предъявляются только для установки редуктора и электродвигателя. Электродвигатель и редуктор можно монтировать на уровне пола под роликами, что делает конвейер более компактным.

Вариант 3. Привод включает ременную передачу и одноступенчатый редуктор. Общее передаточное число $u = u_{\text{рп}} u_p = 2,54 \cdot 6,3 = 16$. Передаточные числа кинематических пар расположены в более предпочтительном порядке постепенного их увеличения. При этом сохраняется требование соосности валов, и редуктор должен быть поднят на уровень роликов, что делает конструкцию более громоздкой.

Вариант 4. Привод включает ременную передачу, одноступенчатый редуктор и цепную передачу. Общее передаточное число $u = u_{\text{рп}} u_p u_{\text{ц}} = 2 \cdot 4 \cdot 2 = 16$. Требования к соосности валов невысокие. Электродвигатель и редуктор могут быть смонтированы на уровне пола под роликами конвейера. Однако конструкция громоздкая.

Выбор рационального варианта привода конвейера. Выбор лучшего варианта привода сделаем по методу их ранжирования [3].

Для сравнительной оценки вариантов выбираем следующие критерии:

K_1 – трудоемкость изготовления и монтажа;

K_2 – компактность конвейера;

K_3 – простота конструкции (оценивается по количеству элементов в кинематической цепи);

K_4 – предпочтительность порядка расположения передач.

Определение множества эффективных решений. Для этого составим табл. 7 и проведем ранжирование вариантов по каждому критерию.

Таблица 7

Ранжирование вариантов по критериям

Варианты	Критерии			
	K_1	K_2	K_3	K_4
№1	4	3	1	1
№2	2,5	1	2,5	3
№3	2,5	4	2,5	2
№4	1	2	4	4

Ранжирование – это процедура упорядочения вариантов по принципу предпочтения их по отношению к конкретному критерию.

Рассмотрим критерий K_1 . По отношению к этому критерию более предпочтительным будет тот вариант, у которого требования к точности соосности при монтаже и изготовлении будут минимальными. Ранг 1 присвоим варианту №4, ранг 2,5 – вариантам №2 и №3, ранг 4 – №1. По аналогии присвоены ранги вариантам по отношению к остальным критериям и занесены в табл. 7.

Сравнение вариантов ведем попарно по принципу Парето. **Согласно принципу Парето первый вариант решения предпочтительнее второго, если ранги первого решения по всем критериям не хуже соответствующих рангов второго решения.**

Попарное сравнение вариантов показало, что эквивалентных и заведомо плохих вариантов станков нет. Все варианты можно отнести к эффективным решениям.

Поиск единичного, наилучшего решения. Для выбора наилучшего варианта необходимо дополнительно знать весовой коэффициент K_s для каждого критерия. Значения коэффициентов находятся экспертной комиссией на основании личных предпочтений каждого из экспертов. Оптимальное решение находится минимизацией суммы эффективных вариантов (табл. 8):

$$y^* = \min \sum K_s R. \quad (14)$$

Таблица 8

Оптимизация вариантов

Варианты	Критерии				$\sum K_s R$
	K_1	K_2	K_3	K_4	
№1	4/3,2	3/1,8	1/0,5	1/0,2	5,7
№2	2,5/2	1/0,6	2,5/1,25	3/0,6	4,45
№3	2,5/2	4/2,4	2,5/1,25	2/0,4	6,14
№4	1/0,8	2/1,2	4/2	4/0,8	4,8
K_s	0,8	0,6	0,5	0,2	

Вес критериев K_s назначается в пределах 0...1 (1 – существенная значимость критерия; 0,5 – умеренная значимость; 0 – несущественная значимость). Назначенные значения коэффициента K_s занесены в таблицу. Далее коэффициент K_s умножается на величину ранга (результат записан в знаменателе), и находится сумма указанных произведений для каждого варианта. Минимальное значение $\sum K_s R$ получается для варианта №2. Следовательно, лучшим вариантом будет вариант №2.

Контрольные вопросы и задания

1. Основные принципы построения кинематической схемы: максимально возможная простота, ... (продолжите ряд далее).

2. Перечислите факторы, от которых зависит структура кинематической цепи.
3. В каком порядке разрабатывается кинематическая схема?

5. Выбор типа привода

Приводом называется совокупность двигателя и кинематической цепи, подсоединенных к рабочему органу машины.

В современных деревообрабатывающих станках применяется электродвигательный, гидравлический и пневматический привод. Выбор того или иного привода зависит от многих факторов, таких как назначения механизма станка, наличия того или иного источника энергии, величины потребной мощности, КПД, потребности в регулировании скорости рабочего органа и др.

5.1. Электродвигательный привод

5.1.1. Асинхронные электродвигатели

Общие сведения. Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором находят самое широкое распространение в приводах машин. Они отличаются простотой конструкции и технического обслуживания, экономичностью и надежностью. Наряду с основным исполнением двигателей серии 4А разработаны электрические модификации этой серии: двигатели с повышенным пусковым моментом (4АР), с повышенным скольжением (4АС), с фазным ротором (4АК, 4АНК), многоскоростные (в марке указывается число полюсов, например, 4А100S8) и двигатели со встроенным тормозом.

Для приводов с большими статическими и инерционными нагрузками в момент пуска используют двигатели с повышенным пусковым моментом. В этих двигателях ротор выполнен с двойной беличьей клеткой, залитой алюминием, что обеспечивает повышение пускового момента и снижение пускового тока.

Для приводов, работающих в повторно-кратковременных режимах с частыми пусками или пульсирующей нагрузкой, применяют двигатели с повышенным скольжением. Ротор этих двигателей в отличие от основного имеет пазы уменьшенных размеров, в которые залит сплав с повышенным электрическим сопротивлением.

При тяжелых условиях пуска, когда мощность питающей сети мала для обеспечения пуска двигателей с короткозамкнутым ротором, а также при необходимости плавного регулирования частоты вращения применяются двигатели с фазной обмоткой ротора, контактными кольцами и пусковым реостатом.

Если асинхронный двигатель имеет p пар полюсов и подключен к питающей сети с частотой f_1 , то синхронная частота вращающегося магнитного поля n_o может быть рассчитана по формуле [16]

$$n_o = \frac{60 f_1}{p}. \quad (15)$$

При работе ротор двигателя преодолевает сопротивление и вращается медленнее с частотой n_1 . Скольжение двигателя

$$s = \frac{n_o - n_1}{n_o}. \quad (16)$$

Из выражений (15) и (16) следует:

$$n_1 = \frac{60 f_1}{p} (1 - s). \quad (17)$$

Механическая характеристика электродвигателя. Работу двигателя оценивают его механической характеристикой.

Механической характеристикой электродвигателя называется зависимость его передаваемого момента от величины скольжения, т.е. $M = f(s)$.

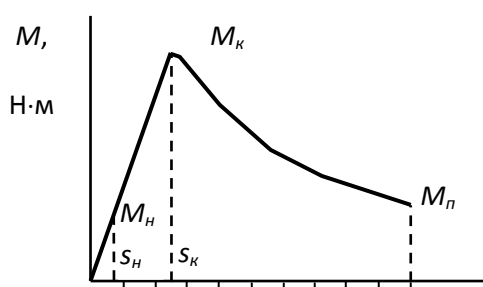


Рис. 19. Механическая характеристика асинхронного двигателя

Механическая характеристика (рис. 19) и формула (16) показывают, что в момент включения двигателя в сеть $n_1 = 0$ и скольжение $s = 1$. В этот момент двигатель потребляет пусковой ток, до 7,5 раз превышающий номинальный, и развивает пусковой момент M_n . По мере разгона двигателя частота вращения его вала увеличивается, скольжение убывает и вращающий момент увеличивается. При достижении критической частоты вращения n_K и

соответствующего ей скольжения s_k момент вращения становится максимальным M_k . При дальнейшем убывании скольжения s момент вращения убывает и стремится к нулю.

Обычно двигатели длительно работают при скольжении s_n и развивают при этом скольжении номинальный момент M_n .

Номинальным вращающим моментом двигателя называют такой момент, при котором температура обмоток двигателя превышает температуру окружающей среды на величину, соответствующую принятым нормам перегрева.

При изменении скольжения от нуля до критического значения s_k наблюдается устойчивая работа двигателя, когда передаваемый крутящий момент растет. При $s > s_k$ наступает неустойчивая работа двигателя, когда передаваемый крутящий момент падает.

Критическое скольжение s_k может быть найдено из следующего выражения

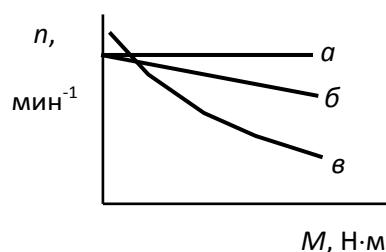
$$s_k = s_n \left[\frac{M_k}{M_n} + \sqrt{\left(\frac{M_k}{M_n} \right)^2 - 1} \right], \quad (18)$$

где s_n – скольжение при номинальной нагрузке двигателя;

M_k, M_n – соответственно максимальный (критический) и номинальный моменты двигателя, Н·м; их значения приводятся в справочных таблицах.

Степень жесткости механической характеристики. Механическую характеристику на рабочем двигательном участке $0 \leq s \leq s_k$ можно построить в осях n , мин⁻¹ и M , Н·м (рис. 20).

Степень изменения частоты вращения вала двигателя n при увеличении передаваемого момента M называют жесткостью характеристики двигателя.



По степени жесткости механические характеристики можно поделить на три группы.

Абсолютно жесткой механической характеристикой обладают

Рис.20. Степень жесткости механических характеристик

синхронные электродвигатели (рис. 20, а).

Жесткую механическую характеристику имеют асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором (рис. 20, б). У этих двигателей с увеличением нагрузки частота вращения вала убывает, но незначительно. Скольжение двигателей изменяется в пределах 1-6%.

Мягкая механическая характеристика свойственна для двигателей с повышенным скольжением. Скольжение у них достигает 16%.

Двигатели с фазным ротором тоже имеют мягкую механическую характеристику. Скольжение у них изменяется в широком диапазоне.

Регулирование частоты вращения двигателя. Из формулы (17) следует, что частоту вращения асинхронного двигателя можно регулировать путем изменения скольжения, числа пар полюсов или частоты тока питающей сети.

Меняя величину сопротивления ротора, можно изменить величину критического скольжения. При этом изменится частота вращения двигателя. Этот метод регулирования частоты вращения двигателя применяется в приводах деревообрабатывающих машин, работающих в повторно-кратковременном режиме, когда двигатель часто включается и выключается.

Частоту вращения двигателя можно регулировать изменением числа пар полюсов. Это достигается переключением обмоток статора по схемам: звезда – двойная звезда; треугольник – двойная звезда. Такой способ регулирования отличается простотой, экономичностью. При этом частота вращения двигателя изменяется только ступенчато. По этому принципу работают многоскоростные двигатели.

Частоту вращения можно регулировать также изменением частоты тока питающей сети. При частоте тока 300 с^{-1} частота вращения двигателя достигает 18000 мин^{-1} . Реализация такого способа требует применения асинхронного преобразователя частоты, что делает привод громоздким с низкими

энергетическими показателями. Метод получит дальнейшее развитие с применением преобразователей частоты на базе транзисторной техники.

5.1.2. Основы динамики привода

При пуске, останове или переходе на новый режим работы элементы кинематической цепи деревообрабатывающей машины работают с переменной скоростью. Изменение скорости элементов отражается на их кинетической энергии и вызывает изменение мощности на валу двигателя. При этом на элементы привода действуют инерционные силы, которые необходимо учитывать при расчете мощности двигателя.

Движущие силы, действующие со стороны двигателя, складываются из сил полезных и вредных сопротивлений, а также сил инерции. При этом работу двигателя можно записать так:

$$A = A_c + A_u, \quad (19)$$

где A_c – работа всех сил сопротивления рабочего органа;

A_u – работа сил инерции.

Известно, что кинетическая энергия вращающегося тела равна, Дж

$$T = 0,5J\omega, \quad (20)$$

где J – момент инерции вращающегося тела, кг·м²;

ω – угловая скорость вращения тела, с⁻¹.

$$J = \frac{mr^2}{2}, \quad (21)$$

где m – масса тела, кг;

r – радиус вращения, м.

Работа сил инерции может быть представлена как разность кинетических энергий всех звеньев кинематической цепи при изменении их угловой скорости от ω_1 до ω_2 :

$$A_u = A - A_c = \sum_{i=1}^n J_i \frac{\omega_{i2}^2 - \omega_{i1}^2}{2}. \quad (22)$$

Для звеньев с прямолинейным движением при изменении их скорости от V_1 до V_2 м/с

$$A_u = \sum_{j=1}^k m_j \frac{V_{j2}^2 - V_{j1}^2}{2}. \quad (23)$$

В момент пуска машины ω_1 и V_1 обычно равны нулю. Тогда для кинематической цепи, имеющей звенья с вращательным и поступательным движением, изменение кинематической энергии можно записать так:

$$A_u = A - A_c = \sum_{i=1}^n J_i \frac{\omega_{i2}^2}{2} + \sum_{j=1}^k m_j \frac{V_{j2}^2}{2}. \quad (24)$$

Динамическую мощность системы с постоянным моментом инерции вращающихся тел и массой, прямолинейно движущихся тел, можно выразить дифференциальным уравнением

$$P_u = \frac{dA_u}{dt} = J\omega \frac{d\omega}{dt} + mV \frac{dV}{dt}. \quad (25)$$

Для вращающихся тел

$$P_u = P - P_c = J\omega \frac{d\omega}{dt}, \quad (26)$$

а для тел с прямолинейным поступательным движением

$$P_u = P - P_c = mV \frac{dV}{dt}. \quad (27)$$

Если уравнения (26) и (27) поделить соответственно на ω и V , то получим следующие уравнения:

для динамического момента

$$M_u = M - M_c = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (28)$$

для динамической силы

$$F_u = F - F_c = m \frac{dV}{dt}, \quad (29)$$

где M – вращающий момент, развиваемый двигателем, Н·м;

M_c – статический момент сил сопротивления, Н·м;

J – момент инерции вращающегося тела, кг·м²;

F – движущая сила, Н;

F_c – сила статического сопротивления, Н.

Вращающий момент двигателя равен

$$M = M_c + J \frac{d\omega}{dt}. \quad (30)$$

Движущая сила

$$F = F_c + m \frac{dV}{dt}. \quad (31)$$

Мощность двигателя, кВт

$$P = \frac{M\omega}{1000} = M \frac{\pi n}{30 \cdot 1000} = \frac{Mn}{9550}, \quad (32)$$

где n – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹.

5.1.3. Приведение статического момента и сил к валу двигателя

Привод любого механизма деревообрабатывающей машины состоит из двигателя и нескольких кинематических пар, соединяющих вал двигателя с валом рабочего органа. Для учета инерционной составляющей привода следовало бы составить уравнения движения для каждого элемента кинематической цепи и учесть влияние одного элемента на другой.

Решение такой задачи значительно упрощается, если реальный привод заменить простейшей приведенной системой. Статические моменты и силы в такой системе приводятся к валу двигателя.

Для определения приведенной мощности обычно пользуются выражением

$$P_{np} = \frac{P_p}{\eta}, \quad (33)$$

где P_p – мощность на валу рабочего органа, кВт;

η – КПД кинематической цепи.

Отсюда

$$M_{np} \omega_{\partial} = M_p \omega_p / \eta. \quad (34)$$

Статический момент, приведенный к валу двигателя

$$M_{np} = M_p \frac{\omega_p}{\omega_{\partial} \eta} = M_p \frac{1}{u \eta}, \quad (35)$$

где M_p – момент на вале рабочего органа, Н·м;

$\omega_p, \omega_{\partial}$ – угловая скорость вращения соответственно рабочего органа и вала двигателя, с⁻¹;

u – передаточное число передачи.

Для прямолинейного поступательного движения приведенная сила F_{np} находится по уравнению

$$F_{np} = \frac{F_p V_p}{V_{\partial} \eta}, \quad (36)$$

где F_p – статическая сила на рабочем органе, Н;

V_p, V_{∂} – линейная скорость рабочего органа и на вале двигателя, м/с.

Если рабочий орган совершает прямолинейное поступательное движение, а двигатель – вращательное, то мощность рабочего органа и двигателя можно приравнять

$$M_{np} \omega_{\partial} = \frac{F_p V_p}{\eta}, \quad (37)$$

откуда приведенный момент

$$M_{np} = \frac{F_p V_p}{\omega_{\partial} \eta}. \quad (38)$$

Момент инерции всех частей кинематической цепи, приведенный к валу двигателя, можно определить по формуле

$$J_{np} = J_{\partial} + J_1 \frac{1}{u_1^2} + \dots + J_n \frac{1}{u_n^2} + \frac{mV^2}{\omega_{\partial}^2}, \quad (39)$$

где J_{∂} – момент инерции ротора двигателя, кг·м²;

ω_{∂} – угловая скорость вращения вала двигателя, с⁻¹;

J_1, J_n и u_1, u_n – моменты инерции и передаточные числа элементов, совершающих вращательное движение;

m, V – масса и линейная скорость тел, совершающих прямолинейное движение.

После преобразования формулы динамического момента (28) получим

$$M_u = M - M_c = J \frac{d\omega}{dt} = J \frac{d(\pi n / 30)}{dt} = \frac{1}{9,55} J_{np} \frac{dn}{dt}. \quad (40)$$

5.1.4. Пуск и останов привода

Продолжительность пуска. Продолжительность переходного периода, при котором изменяется частота вращения вала электродвигателя, можно определить, используя формулу (40):

$$dt = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{dn}{M - M_c}. \quad (41)$$

Если частота вращения вала двигателя изменяется от n_1 до n_2 , то формула продолжительности переходного периода в общем виде запишется так:

$$t = \int_{n_1}^{n_2} \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{dn}{M - M_c}.$$

При пуске двигателя под нагрузкой, когда система разгоняется от $n_1 = 0$, время пуска определяется по формуле

$$t_n = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n}{M_n - M_c}, \quad (42)$$

где M_n – вращающий момент двигателя при разгоне, Н·м;

n – установившаяся частота вращения вала двигателя после разгона, мин⁻¹.

При пуске системы вхолостую, когда $M_c = 0$, время пуска

$$t_{no} = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n_o}{M_n}, \quad (43)$$

где n_o – установившаяся частота вращения после разгона, мин⁻¹.

Для асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором в расчетные формулы вместо M_n подставляют значение среднего пускового момента

$$M_{п\,ср} = 0,5 M_n (K_n + K_k), \quad (44)$$

где K_n – кратность пускового момента, равная отношению пускового момента к номинальному: $K_n = M_n / M_n$;

K_K – кратность максимального момента, соответствующего критическому скольжению, $K_K = M_K / M_H$.

Значения K_n и K_K приводятся в справочниках.

С учетом значения M_{ncp} при пуске под нагрузкой получим

$$t_n = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n}{M_{ncp} - M_c}. \quad (45)$$

Продолжительность останова двигателя. Если останов двигателя производится под нагрузкой ($M_n = 0$), то время выбега до полного останова равно

$$t_b = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n_1}{M_c}, \quad (46)$$

а если останов осуществляется на холостом ходе машины, то

$$t_{bo} = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n_1}{M_{co}}, \quad (47)$$

где M_{co} – статический момент сопротивления на холостом ходе машины, Н·м, равный $M_{co} = 9,55 \Delta P_o / n_o$, где ΔP_o – мощность потерь на холостом ходе, кВт; n_o – частота вращения ротора двигателя на холостом ходе, мин⁻¹.

В общем случае время торможения системы от n_1 до n_2 равно

$$t_T = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n_1 - n_2}{M_T - M_c}, \quad (48)$$

где M_T – тормозной момент, Н·м.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите типы электродвигателей с короткозамкнутым ротором, применяемых в приводах деревообрабатывающего оборудования.

2. Какой параметр необходимо знать для определения частоты вращения вала асинхронного двигателя под нагрузкой?

а) кратность пускового момента; б) кратность максимального момента; в) мощность; г) скольжение.

3. Какой момент электродвигателя называют номинальным?

4. Какой механической характеристикой обладают асинхронные двигатели с повышенным скольжением?

а) абсолютно жесткой; б) жесткой; в) мягкой; г) слабой.

5.1.5. Примеры расчета приводов

Пример 1. На рис. 21 приведена кинематическая схема привода лебедки, предназначенной для подъема груза [18]. Продолжительность пуска двигателя $t_n = 0,9$ с, моменты инерции: ротора – $J_p = 0,0275$ кг·м²; муфты – $J_{муф} = 0,0075$ кг·м²; барабана лебедки – $J_6 = 0,0275$ кг·м²; зубчатых колес: $J_{23} = 0,005$ кг·м²; $J_{24} = 0,0525$ кг·м²; $J_{25} = 0,015$ кг·м²; $J_{26} = 0,1375$ кг·м²; КПД ступеней зубчатых передач $\eta_1 = \eta_2 = 0,95$.

Определить пусковой момент и мощность двигателя.

Решение. 1. Передаточные числа ступеней зубчатых передач.

$$u_1 = \frac{z_4}{z_3} = \frac{60}{10} = 6;$$

$$u_2 = \frac{z_6}{z_5} = \frac{100}{10} = 10.$$

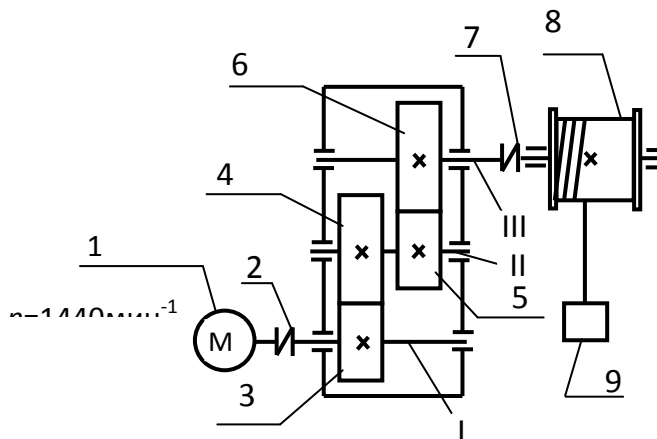


Рис. 21. Привод лебедки

2. Приведенный к валу двигателя статический момент

$$M_{сnp} = \frac{M_p}{u_1 u_2 \eta_1 \eta_2} = \frac{18000 \cdot 0,4}{2 \cdot 6 \cdot 10 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 66,48 \text{ Н·м.}$$

3. Момент инерции масс, вращающихся на вале I со скоростью двигателя

$$J_I = J_p + J_{\text{муф}} + J_{z3} = 0,0275 + 0,0075 + 0,005 = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

4. Момент инерции масс, вращающихся на валах II и III

$$J_{II-III} = \frac{J_{z4} + J_{z5}}{u_1^2} + \frac{J_{z6} + J_{\text{муф}}}{u_1^2 u_2^2} + J_{\bar{o}} = \frac{0,0525 + 0,015}{6^2} + \\ + \frac{0,1375 + 0,0075 + 0,0275}{(6 \cdot 10)^2} = 0,00192 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

5. Скорость подъема груза

$$u = \frac{n_{\bar{o}}}{n_{\bar{o}}} = u_1 u_2 = 6 \cdot 10 = 60;$$

$$n_{\bar{o}} = \frac{n_{\bar{o}}}{60} = \frac{1440}{60} = 24 \text{ мин}^{-1};$$

$$V_{\bar{o}} = \frac{\pi D n_{\bar{o}}}{60000} = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 24}{60000} = 0,5 \text{ м/с}.$$

6. Угловая скорость вала двигателя

$$\omega_{\bar{o}} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1440}{30} = 150,72 \text{ с}^{-1}.$$

7. Момент инерции прямолинейно движущегося груза

$$J_z = \frac{mV^2}{\omega_{\bar{o}}^2} = \frac{18000 \cdot 0,5}{9,81 \cdot 150,72^2} = 0,0198 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

8. Суммарный момент инерции, приведенный к валу двигателя

$$J_{np} = J_I + J_{II-III} + J_z = 0,04 + 0,00192 + 0,0198 = 0,0617 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

9. Динамический момент, приведенный к валу двигателя

$$M_{\text{дин}} = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n_1}{t_n} = \frac{0,0617 \cdot 1440}{9,55 \cdot 0,9} = 10,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

10. Пусковой момент, требуемый от двигателя

$$M_n = M_{\text{спр}} + M_{\text{дин}} = 66,48 + 10,3 = 76,78 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Из примера следует, что наибольший момент инерции в составляющих суммы приведенного момента инерции, относится к моменту инерции масс, установленных на валу двигателя. Поэтому в приближенных расчетах принимают

$$J_{np} \approx (1,1 - 1,25) J_p.$$

Пример 2. На круглопильном станке для поперечного пиления пиломатериалов установлена пила диаметром $D_n = 400$ мм (толщина диска $S = 2,8$ мм) и электродвигатель мощностью 3 кВт и синхронной частотой вращения $n_o = 3000$ мин⁻¹. Момент полезного сопротивления на пиле при работе $M_{пол} = 8,4$ Н·м. Станок суппортный с механизированной подачей. Цикл отпиливания одной детали $t_{ц} = t_{б} + t_{рх} + t_{хх}$, где $t_{б}$ – время надвигания пиломатериала до упора и базирования, $t_{б} = 5$ с; $t_{рх}$ – время пиления за рабочий ход пилы, $t_{рх} = 3$ с; $t_{хх}$ – холостой ход пилы, ее возврат в исходное положение, $t_{хх} = 3$ с; $t_{ц} = 11$ с. В течение цикла пила работает только 3 с, в результате чего установленная мощность станка недоиспользуется.

Требуется провести анализ возможности применения на станке двигателя меньшей мощности, путем использования в приводе маховика. Кинематическая схема предлагаемого станка приведена на рис. 22.

Решение. 1. **Режим работы станка.** Предлагаемый станок включается на холостом ходе. При работе, если двигатель не справляется, используется кинетическая энергия маховика. За время рабочего хода маховик, преодолевая сопротивление трения в приводе и силы резания, тормозится, возвращая недостающую часть энергии

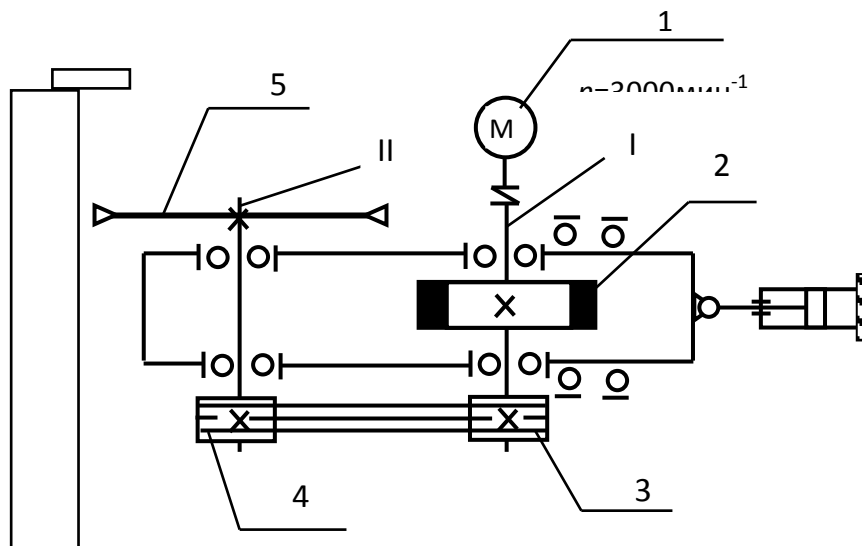


Рис. 22. Привод торцовочного станка

приводу. За время холостого хода маховик снова разгоняется, накапливая кинетическую энергию.

2. Момент инерции вала II с вращающимися на нем телами, приведенный к валу двигателя

Моментом инерции J тела относительно оси вращения называется величина, являющаяся мерой инертности тела и равная сумме произведений масс всех частиц тела на квадрат их расстояний до той же оси.

Для сплошного цилиндра

$$J = \frac{1}{2} m R^2 = \frac{\pi}{32} D^4 B \rho,$$

где D, B – соответственно диаметр и ширина цилиндра, м;

ρ – плотность материала вращающегося тела, для стали $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$.

Момент инерции пилы

$$J_{\text{пил}} = \frac{\pi}{32} D^4 B \rho = \frac{3,14}{32} 0,4^4 \cdot 0,0028 \cdot 7800 = 0,0548 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции шкива

$$J_{\text{ш4}} = \frac{\pi}{32} D^4 B \rho = \frac{3,14}{32} 0,12^4 \cdot 0,05 \cdot 7800 = 0,0076 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$J_{\text{прII}} = \frac{J_{\text{пил}} + J_{\text{ш4}}}{u_1^2} = \frac{0,0548 + 0,0076}{1^2} = 0,0624 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3. Приведенный к валу двигателя момент вращения пилы

$$M_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пил}}}{u_1 \eta} = \frac{8,4}{1 \cdot 0,96} = 8,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Установим в приводе двигатель меньшей мощности. Выбираем двигатель асинхронный с короткозамкнутым ротором и повышенным скольжением типа 4АС80В2У3 и синхронной частотой вращения вала $n_o = 3000 \text{ мин}^{-1}$. Мощность двигателя $P = 2,5 \text{ кВт}$, кратность моментов критического $K_k = M_k/M_n = 2,2$, пускового $K_n = M_n/M_n = 2,0$; скольжение номинальное $s_n = 4,5\%$, критическое $s_k = 37\%$; момент инерции ротора $J_{po} = 0,0021 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ [19].

Частота вращения вала двигателя при номинальной нагрузке

$$n_H = n_O(1 - s_H) = 3000(1 - 0,045) = 2865 \text{ мин}^{-1}.$$

Номинальный момент вращения вала двигателя

$$M_H = \frac{9,55 \cdot 1000 P}{n_H} = \frac{9,55 \cdot 1000 \cdot 2,5}{2865} = 8,33 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальный момент на вале двигателя

$$M_K = 2,2 M_H = 2,2 \cdot 8,33 = 18,326 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Пусковой момент двигателя

$$M_n = 2,0 M_H = 2,0 \cdot 8,33 = 16,66 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Для работы станка на вале двигателя должен создаваться момент $M_{пр} = 8,75 \text{ Н} \cdot \text{м}$, в то время как новый двигатель развивает номинальный момент $M_H = 7,32 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Недостающая величина вращающего момента

$$M_{HH} = M_{пр} - M_H = 8,75 - 8,33 = 0,42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Под действием момента M_{HH} вал двигателя замедляет вращение в течение 3 с. Маховик, обладая моментом инерции, предотвращает резкое падение частоты вращения и допускает замедление вращения до номинальной частоты 2865 мин⁻¹. Для этого маховик и вал I с вращающимися телами должен обладать необходимым моментом инерции.

Общий момент инерции, приведенный к валу I

$$J_{np} = \frac{9,55 t_{px} M_{HH}}{n_O - n_H} = \frac{9,55 \cdot 3 \cdot 0,42}{3000 - 2865} = 0,089 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Общий момент представляет собой сумму моментов инерции вала $J_{прII}$, шкива 3 J_3 , маховика 2 $J_{мах}$, ротора двигателя $J_{ро}$:

$$J_{np} = J_{прII} + J_3 + J_{мах} + J_{ро}.$$

Последнее уравнение используется для определения размеров маховика (расчет опущен).

6. Время разгона инерционной системы до синхронной частоты в период холостого хода

$$t_p = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n_o - n_n}{7,32} = \frac{0,089(3000 - 2865)}{9,55 \cdot 8,33} = 0,15 \text{ с.}$$

7. Момент на валу двигателя при холостом ходе привода

$$M_{co} = \frac{9,55 \Delta P}{n_o} = \frac{9,55 \cdot 0,5}{3000} = 0,0016 \text{ Н·м.}$$

8. Проверка двигателя по нагреву обмоток

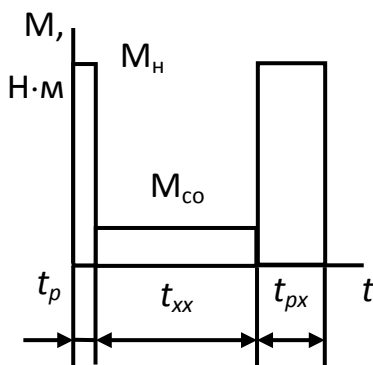


Рис. 23. Диаграмма загрузки двигателя

Проверка по эквивалентному моменту. ГОСТ 183-74 устанавливает восемь номинальных режимов работы двигателей S1, ..., S8. Разбираемый в примере привод работает по **режиму продолжительной нагрузки S1**. При этом режиме двигатель работает без остановки длительное время (не менее 10 мин) с постоянной или, как в условиях примера, переменной нагрузкой. Диаграмма загрузки двигателя по условию примера приведена на рис. 23.

Согласно диаграмме находим эквивалентный момент на валу двигателя

теля

$$M_{эkv} = \sqrt{\frac{M_n^2(t_p + t_{px}) + M_{co}^2 t_{xx}}{t_p + t_{xx} + t_{px}}} = \sqrt{\frac{8,33^2(0,15 + 3) + 0,0016 \cdot 7,85}{0,15 + 7,85 + 3}} = 4,45 \text{ Н·м.}$$

$M_{эkv} < M_n$, следовательно, выбор двигателя по моменту сделан правильно.

Проверка на перегрузку. Максимальный пусковой момент, необходимый для пуска двигателя за время $t_n = 1,9 \text{ с}$

$$M_n = \frac{J_{np}}{9,55} \cdot \frac{n}{t_n} = \frac{0,089 \cdot 3000}{9,55 \cdot 1,9} = 14,71 \text{ Н·м.}$$

Динамический момент на вале двигателя, соответствующий максимальной нагрузке двигателя за время его работы

$$M_{дин} = M_n + M_{co} = 14,71 + 0,0016 = 14,7116 \text{ н.м.}$$

При пуске должно соблюдаться условие

$$\frac{M_{дин}}{M_n} \leq 0,8 \frac{M_k}{M_n}; \quad \frac{14,71}{8,33} \leq 0,8 \frac{18,326}{8,33}; \quad 1,76 \leq 1,76.$$

Условие пуска двигателя соблюдается. Двигатель выбран правильно.

5.1.6. Регулируемые двигатели постоянного тока

В приводах деревообрабатывающих станков применяются электродвигатели постоянного тока серии 2П, которые позволяют плавно изменять частоту вращения выходного вала. Для их применения необходим источник постоянного тока.

На практике в регулируемых приводах используются также системы, такие как генератор – двигатель Г – Д, электромашинный усилитель – двигатель ЭМУ – Д, управляемый выпрямитель – двигатель УВ – Д. Любая система имеет устройство для получения постоянного тока и двигатель постоянного тока.

На рис. 24 показана принципиальная схема привода Г – Д. Система состоит из асинхронного двигателя M , который приводит в движение генератор постоянного тока G . Напряжение с генератора подается на двигатель постоянного тока M_1 . Напряжение генератора и частота вращения двигателя M_1 изменяются путем влияния на ток возбуждения генератора. Диапазон регулирования достигает 8 при однозонном регулировании и 20 при двухзонном регулировании.

Недостатки системы Г – Д: низкие значения КПД и $\cos \varphi$, громоздкость, большая

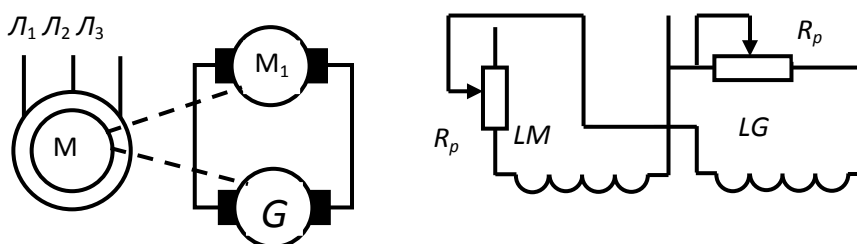


Рис. 24. Принципиальная схема привода Г - Д

масса, низкая надежность из-за наличия в системе дополнительных двух машин – генератора и асинхронного двигателя.

Комплектный тиристорный электропривод постоянного тока. Комплектный тиристорный привод состоит из тиристорного преобразователя однофазного или трехфазного переменного тока и двигателя постоянного тока.

В настоящее время промышленность выпускает различные системы тиристорных приводов, работающие на однофазном и трехфазном токе. Выпускаемые комплектные приводы ЭТУ3601, ЭТ2, ЭТ3, ЭТП, ЭТ6-С обеспечивают диапазон регулирования от 2:1 до 10000:1.

5.1.7. Привод механизмов главного движения

Режущий инструмент механизмов главного движения деревообрабатывающих машин может совершать вращательное или возвратно-поступательное движение.

При вращательном движении режущего инструмента механизм главного движения выполняется обычно по одной из трех схем:

режущий инструмент крепится непосредственно на валу двигателя;

режущий инструмент крепится на валу, установленном в подшипниковых опорах на станине или суппорте и соединенном с двигателем муфтой;

режущий инструмент крепится на валу, установленном в подшипниковых опорах на станине или суппорте и соединенном с двигателем ременной передачей.

При поступательном движении режущего инструмента механизм главного движения выполняется в виде кривошипно-шатунного механизма, соединенного с двигателем ременной передачей.

В механизмах главного движения обычно используются нерегулируемые приводы с асинхронными электродвигателями трехфазного переменного тока единой серии 4А с частотой вращения вала 1000, 1500, 3000 мин⁻¹. Если режущий инструмент крепится непосредственно на валу двигателя, то в этом случае применяются специальные трехфазные асинхронные электродвигатели серии 4АД с исполнением для деревообработки. Они отличаются удлиненным ротором, усиленными подшипниками, повышенной жесткостью и удлиненным концом вала. Электродвигатели серии 4АД выпускаются с частотой вращения 18000 мин⁻¹ при мощности 0,55 – 2,2 кВт, 12000 мин⁻¹ при мощности 1,5 – 3,0 кВт, 6000 мин⁻¹ при мощности 0,25 – 7,5 кВт, 3000 мин⁻¹ при мощности 0,25 – 7,5 кВт. Двигатели с частотой вращения 6000 – 18000 мин⁻¹ питаются током повышенной частоты от специального преобразователя частоты.

При тяжелых условиях пуска станков с большими инерционными нагрузками в приводах применяют электродвигатели с фазным ротором и контактными кольцами или с повышенным скольжением.

5.1.8. Привод механизмов подачи

Рабочие органы механизмов подач с вращательным движением имеют небольшую частоту вращения, но передают большой крутящий момент. В связи с этим приводы механизмов подач, передавая движение от электродвигателя, понижают частоту вращения и пропорционально повышают крутящий момент.

Приводы могут быть нерегулируемые и регулируемые.

В нерегулируемом приводе используется асинхронный электродвигатель трехфазного переменного тока единой серии 4А с каким-либо редуктором или мотор-редуктор. В приводах используются различные редукторы [17]: цилиндрические одноступенчатые узкие типа ЦУ с передаточным числом $u = 2-6,3$, двухступенчатые типа Ц2У с $u = 8-40$, конические цилиндрические типа КЦ1 с $u = 6,3-28$, червячные редукторы РЧУ с $u = 8-80$ и др.

Мотор-редукторы выпускаются одноступенчатые типа МЦ и двухступенчатые соосные типа МЦ2С. Частота вращения выходного вала мотор-редуктора первого типа выбирается в диапазоне $224-450 \text{ мин}^{-1}$, а для второго типа – $28-180 \text{ мин}^{-1}$.

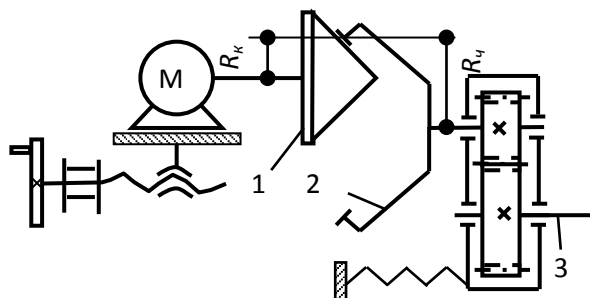
Для ступенчатого регулирования в приводе используют многоскоростные асинхронные электродвигатели или коробки скоростей, или многоступенчатые шкивы.

В приводах с бесступенчатым регулированием иногда используют электродвигатели постоянного тока, которые позволяют плавно изменять частоту вращения вала в широком диапазоне.

В настоящее время в регулируемом приводе наиболее часто используются самостоятельные агрегаты, состоящие из односкоростного или многоскоростного асинхронного электродвигателя в совокупности с вариатором и редуктором.

Вариатор состоит из фрикционной передачи, обеспечивающей плавное изменение скорости вращения рабочих органов в диапазоне 3 – 6. Он позволяет изменять скорость вращения на ходу под нагрузкой рабочего органа и имеет высокий КПД (0,85-0,95). Конструкции вариаторов рассмотрены ниже [20].

Конусный вариатор с параллельными валами. Схема вариатора показана на рис. 25. На валу электродвигателя жестко закреплен конус 1, который находится в контакте с чашкой 2. Чашка с шестерней может свободно поворачиваться вокруг зубчатого колеса с выходным валом 3 и прижимается к конусу 1 пружиной.



того колеса с выходным валом 3 и прижимается к конусу 1 пружиной.

При перемещении электродвигателя по направляющим радиус конуса R_k непрерывно изменяется при постоянном радиусе чашки R_q . При этом изменяется общее передаточное число вариатора, величина которого находится по следующей формуле

Рис. 25. Конусный вариатор с параллельными валами

$$u = \frac{n_{\text{э}}}{n_k} = u_{\text{в}} u_{\text{зп}} = \frac{R_q}{R_k} \cdot \frac{z_k}{z_{\text{ш}}}, \quad (49)$$

где $n_{\text{э}}$, n_k – соответственно частота вращения вала электродвигателя и вала 3 зубчатого колеса, мин^{-1} ;

$u_{\text{в}}$, $u_{\text{зп}}$ – соответственно передаточное число фрикционных тел качения вариатора и зубчатой передачи;

R_q , R_k – соответственно радиусы контакта чашки и конуса, мм;

z_k , $z_{\text{ш}}$ – соответственно число зубьев зубчатого колеса и шестерни.

Из уравнения (49) находится частота вращения зубчатого колеса с выходным валом 3

$$n_k = n_{\text{э}} \frac{R_k z_{\text{ш}}}{R_q z_k}. \quad (50)$$

Передаточное число вариаторов: $u_{\text{min}}=1,15-1,25$; $u_{\text{max}}=2,5-4$.

Конусный вариатор "Вебо". Ведущий конус 1 (рис. 26) закреплен на валу электродвигателя. Двигатель крепится в корпусе вариатора и с помощью пары винт-гайка и маховичка 2 может перемещаться относительно чашки 3. Чашка снабжена сменным текстолитовым кольцом 4, поджата к конусу 1 пружиной 5 и смонтирована на выходном валу вариатора.

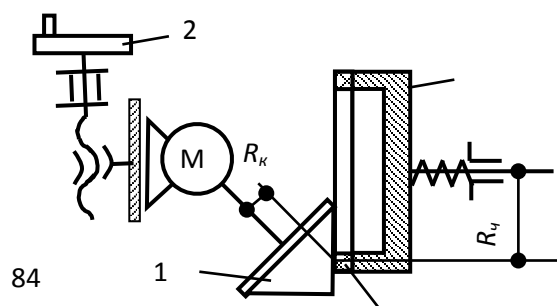


Рис. 26. Конусный вариатор типа "Вебо"

Передаточное число вариатора

$$u_{var} = \frac{R_q}{R_k}. \quad (51)$$

Передаточное число вариаторов: $u_{min} = 0,6-0,8$; $u_{max} = 1,5-2$.

Клиноременный вариатор. Клиноременные вариаторы нашли широкое применение в приводах механизмов подачи. По сравнению с другими вариаторами они обладают лучшими эксплуатационными характеристиками. Кроме того, они просты по конструкции и не требуют высокой точности изготовления. Схема одного из них приведена на рис. 27.

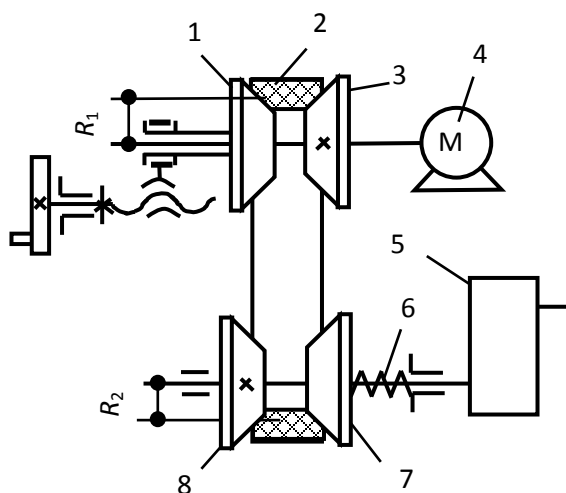


Рис. 27. Клиноременный вариатор

Вариатор состоит из четырех конических шкивов 1, 3 и 7, 8 насаженных соответственно на вал двигателя 4 и редуктора 5. При этом шкивы 3 и 8 закреплены на валах жестко, а шкивы 1 и 7 имеют возможность продольного перемещения на валах. Шкив 1 соединен через водило и гайку с винтом, который приводится в движение маховичком. Шкив 7 поджат пружиной 6.

Клиновой ремень вариатора соприкасается своими скошенными кромками с раздвижными шкивами. Если с помощью маховичка шкив 1 отодвинуть от шкива 3, то ремень 2 опустится вниз, а пружина 6 подвинет шкив 7 в сторону шкива 8 и создаст необходимое натяжения ремня. При этом радиусы контакта шкивов R_1 с ремнем уменьшатся, а R_2 увеличатся. Происходит плавное изменение частоты вращения шкивов 7 и 8.

Диапазон регулирования клиноременного вариатора равен

$$D = \frac{R_{1max} R_{2max}}{R_{1min} R_{2min}}. \quad (52)$$

Диапазон регулирования скорости зависит от ширины ремня. Обычно применяют специальные вариаторные ремни с гофрами по внутренней поверхности. При этом узкие ремни обеспечивают диапазон регулирования до 5, а широкие ремни с малым углом клина – до 9-12.

Промышленность выпускает вариаторы моделей ВР1 и ВР3 с диапазоном регулирования 4. Технические характеристики вариаторов приведены в табл. 9.

Таблица 9

Технические характеристики ременных вариаторов

Модель	Мощность, кВт	Частота вращения вала, мин ⁻¹		КПД	Размеры ремня, мм
		ведущего	ведомого		
ВР1	7	1500	750-3000	0,8-0,9	63×20×1600
ВР3	3	1500	750-3000	0,8-0,9	40×13×1120

Контрольные вопросы и задания

1. Какие регулируемые системы, работающие на постоянном токе, используются в приводах станков?

2. Изобразите три кинематические схемы механизмов главного движения, работающих с вращательным движением режущего инструмента.

3. Назовите элементы механизмов подач:

а) нерегулируемого; б) регулируемого.

5.2. Гидравлический привод

Гидравлический привод нашел широкое применение в деревообрабатывающем оборудовании. Больше половины современного оборудования выпускаются с применением гидросистем.

Гидросистемой называется совокупность устройств, работающих под давлением рабочей жидкости и предназначенных для приведения в движение механизмов машин.

В состав гидравлических систем входят следующие элементы: насосная установка (гидростанция), трубопроводы (шланги гибкие), распределительная и контрольно-регулирующая аппаратура, гидродвигатели (гидроцилиндры и гидромоторы).

5.2.1. Насосная установка

Насосная установка (гидростанция) представляет собой совокупность одного или нескольких насосных агрегатов и гидробака для минерального масла, конструктивно оформленных в одно целое. Как правило, она комплектуется гидроаппаратурой (предохранительным, обратным клапаном и др.), манометром, фильтром, системой терморегулирования. Предназначена она для подготовки потока масла к работе [21].

В основном используются насосные установки двух типов Г48-8 и СВ-М1. В этих установках, работающих в отапливаемых помещениях, используется минеральное масло марки "Турбинное Т-22" ГОСТ32-74 или ВНИИНП-403 ГОСТ 16728-78.

Насосный агрегат. Насосный агрегат состоит из насоса и электродвигателя, смонтированных на крышке бака. Насос помещен в бак, а электродвигатель расположен снаружи на крышке бака. При работе насос преобразует энергию движения вала электродвигателя в энергию потока минерального масла.

Насосы. На рис. 28, а приведена схема шестеренного гидро-

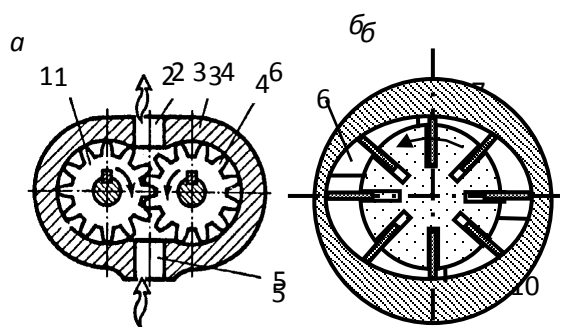


Рис. 28. Схемы гидронасосов:

а – шестеренного;

насоса. В корпусе 3 шестеренного насоса сделаны входное 5 и выходное 2 отверстия, а внутри корпуса смонтированы зубчатые колеса 1 и 4. При вращении зубчатых колес рабочая жидкость (масло) всасыва-

ется, перемещается зубьями к выходному отверстию и выталкивается из корпуса.

Шестеренные насосы отличаются простотой конструкции, компактностью и малым количеством подвижных деталей. Они надежны в работе.

В гидроприводах деревообрабатывающих станков наиболее широко применяются пластинчатые (лопастные) насосы. Они создают давление рабочей жидкости до 12,5 МПа и имеют производительность от 3,3 до 200 л/мин при частоте вращения 1000...1500 мин⁻¹. По сравнению с шестеренными они обеспечивают более равномерную подачу масла и дольше сохраняют заданную величину рабочего давления.

Подача масла в пластинчатом насосе (рис. 28, б) осуществляется с помощью радиально движущихся лопастей, расположенных в пазах ротора, вращающегося вместе с валом. Вращающиеся лопасти под действием центробежных сил прижимаются к внутренней криволинейной поверхности статора. Цилиндрическая поверхность ротора и эллиптическая поверхность статора образуют две серповидные камеры. С торцов эти камеры ограничены неподвижным и подвижным дисками. В неподвижном диске сделано два окна б, которые соединены с подводящим каналом.

При вращении ротора в направлении против часовой стрелки лопасти проходят зону увеличения объема серповидных камер. Происходит всасывание. Затем происходит сжатие и масло выдавливается через отверстия подвижного диска.

Гидробак. В гидросистемах деревообрабатывающих станков применяются баки объемом 60; 100; 160 и 250 л.

Внутренняя поверхность бака должна быть гладкой и окрашена маслостойкой краской. Дно должно быть наклонным, обеспечивающим слив масла, и приподнято над полом на высоту не менее 100 мм, чтобы улучшить охлаждение масла.

Верхняя крышка крепится герметично. На ней монтируются насосные агрегаты и гидроаппаратура. Полость бака соединяется с атмосферой только через воздушный фильтр.

Глубина погружения трубопроводов всасывающей и сливной линий в масло должна быть не менее четырех-пяти их диаметров. Концы трубопроводов должны иметь срез под углом 45° и располагаться над дном на расстоянии не менее двух их диаметров. Все это уменьшает перемешивание масла с воздухом и загрязнениями.

5.2.2. Гидродвигатели

По характеру движений выходного звена гидродвигатели делятся на гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели (с ограниченным углом поворота) и гидромоторы с неограниченным вращательным движением.

Гидроцилиндры. Гидроцилиндры применяют для возвратно-поступательного перемещения рабочих органов станка.

В серийно выпускаемом деревообрабатывающем оборудовании в основном применяются поршневые гидроцилиндры с односторонним штоком. Конструкция гидроцилиндра двустороннего действия приведена на рис. 29. Характеристики выпускаемых гидроцилиндров приведены в табл. 10 [22].

Таблица 10

Характеристики цилиндров

	Гидроцилиндры, выполняемые по нормативным документам
--	--

Параметры	ОН22-176-69	МН2253-61 МН2254-61	Г29-1
Тип крепления	На проушинах и шарнирном под-шипнике	На проушине и цапфах	На гильзе
Наличие демпфирования	Есть	Есть	Нет
Максимальное давление, МПа	20	10	10
Внутренний диаметр цилиндра, мм	50, 80, 100, 125	50, 100, 140, 160	60, 80, 100, 125
Ход поршня, мм	160-1000	180-800	32-250
Масса, кг	9-102,3	7-97,5	6,7-43,8

Гидроцилиндр выполнен в виде корпуса с цилиндрической гильзой 6 и крышками 3 по краям. В полости гильзы расположен поршень 4 со штоком 1, выходящим через переднюю крышку наружу. Гильза изготовлена из стальной бесшовной трубы диаметром 50...160 мм. Каналы для подачи масла расположены в крышках. Порш-

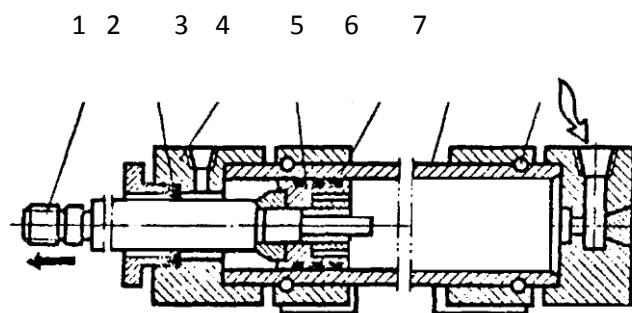


Рис. 29. Гидроцилиндр двусторонне-го действия

ни делают чугунными с кожными манжетами или металлическими кольцами 5. Для манжет используют маслостойкие резины и пластмассы (полихлорвиниловый пластикат). Крышки корпуса стягивают шпильками или болтами. Уплотнения штока выполняются в виде сальников 2 с пробкоасбестовой, кожаной, асбестографитовой или свин-

цовой набивкой. На гильзе закреплены передняя и задняя опоры 7.

Выбор гидроцилиндров производится с учетом условий, обеспечивающих заданное тяговое усилие, величину хода и скорость движения в обе стороны.

Расчет тягового усилия производят следующим образом. Задавшись диаметрами цилиндра и штока, находят площадь поршня (рис. 30):

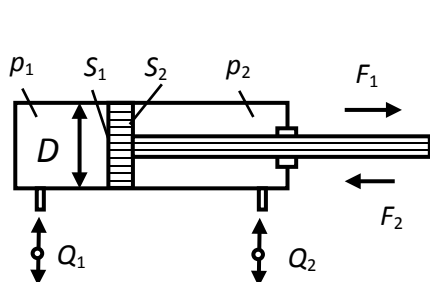


Рис. 30. Схема

гидроцилиндра

где D – диаметр поршня, мм;

d – диаметр штока, мм.

При движении поршня вправо, когда поршневая полость соединена с напорной линией, а штоковая – со сливной, рабочее усилие на штоке будет равно, Н:

$$F_1 = k_{mp}(p_1 S_1 - p_2 S_2), \quad (53)$$

где $k_{mp} = 0,9 \dots 0,98$ – коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре;

p_1 – рабочее давление масла в поршневой полости, МПа;

p_2 – рабочее давление масла в штоковой полости, МПа.

При движении поршня влево, когда штоковая полость соединена с напорной линией, а поршневая – со сливной, тяговое усилие на штоке, Н:

$$F_2 = k_{mp}(p_2 S_2 - p_1 S_1). \quad (56)$$

Рабочее давление в напорной линии можно принять, например 2,5 - 6,3 МПа, а в сливной – 0,3...0,5 МПа.

Значение d принимается из соотношения $d/D = 0,25 \dots 0,7$. Чем выше давление масла, тем большее значение этого соотношения следует принимать.

Количество масла, поступающего и вытесняемого из соответственно поршневой и штоковой полости за 1 минуту, л/мин, находится из следующих выражений:

при движении поршня вправо – поступает

$$Q_1 = \frac{V_1 D^2}{1270}, \quad (57)$$

– вытесняется

$$Q_2 = \frac{V_1(D^2 - d^2)}{1270}; \quad (58)$$

при движении поршня влево – поступает

$$Q_2 = \frac{V_2(D^2 - d^2)}{1270}, \quad (59)$$

– вытесняется

$$Q_1 = \frac{V_2 D^2}{1270}. \quad (60)$$

Скорость движения поршня в обе стороны V_1 и V_2 , м/мин:

$$V_1 = 1270 \frac{Q_1}{D^2} = 1000 \frac{Q_1}{S_1}, \quad (61)$$

$$V_2 = 1270 \frac{Q_2}{D^2 - d^2} = 1000 \frac{Q_2}{S_2}. \quad (62)$$

Изменение скорости движения штока достигается путем изменения величины потока масла.

Гидромоторы. В приводах деревообрабатывающего оборудования в основном применяются регулируемые аксиально-поршневые гидромоторы типа Г15-2*Н и Г15-2*М, развивающие крутящий момент от 9,4 до 133 Н·м. Они позволяют бесступенчато регулировать скорость вращения выходного вала от 12-30 мин⁻¹ до 2500 мин⁻¹. В обозначении типа гидромотора вместо знака * ставится цифра-код, характеризующая рабочий объем мотора: цифре 1 соответствует рабочий объем 11 см³, цифре 2 – 20 см³, 3 – 40 см³, 4 – 80 см³, 5 – 160 см³. Рабочий объем w , см³, характеризует сумму изменений объемов рабочих камер мотора за один оборот вала.

Расход масла, потребляемый при работе гидромотора, определяется по формуле, л/мин

$$Q = \frac{wn}{1000}, \quad (63)$$

где n – частота вращения вала мотора, мин⁻¹.

Крутящий момент, развиваемый на валу гидромотора, Н·м

$$M = \frac{\Delta p w}{2\pi}, \quad (64)$$

где Δp – перепад давления в камерах гидромотора, МПа. Перепад давления назначается 4-5 МПа при давлении, развиваемым насосом, 6,3 МПа.

Мощность на валу мотора, кВт

$$P = \frac{Mn}{9550} = \frac{\Delta p Q}{60}. \quad (65)$$

Характеристики гидромоторов приведены в табл. 11.

Таблица 11

Характеристики гидромоторов Г15-2

Параметры	Типы гидромоторов				
	Г15-21Н	Г15-22Н	Г15-23Н	Г15-24Н	Г15-25Н
Рабочий объем, см ³	11,2	20	40	80	160
Номинальный расход масла, л/мин	10,8	19,2	38,4	76,8	154
Частота вращения, мин ⁻¹ :					
номинальная	960	960	960	960	960
максимальная	2400	2100	1800	1500	1300
минимальная	40	30	20	20	20
Номинальный крутящий момент, Н·м	9,4	16,7	33,3	66,7	133

5.2.3. Направляющие и контрольно-регулирующие гидроаппараты

Направляющие гидроаппараты изменяют направление потока масла путем полного открытия или полного закрытия рабочего проходного сечения. К ним относятся гидрораспределители золотникового или кранового типа, обратные клапаны, а также некоторые гидроклапаны давления, которые могут работать в режиме направляющих гидроаппаратов.

Предназначены гидроаппараты для реверсирования движения и остановки рабочих органов станков.



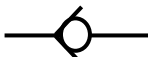
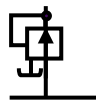

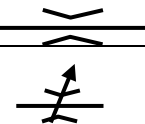
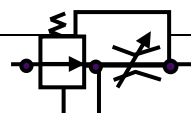
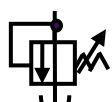
Гидрораспределители. Гидрораспределители имеют запорно-регулирующий элемент, выполненный в виде подвижного в осевом направлении золотника, или крана, совершающего поворотное движение.

Гидрораспределители классифицируют по нескольким признакам: по числу позиций, числу основных линий, гидросхеме исполнения, способу установки золотника в позицию и др.

По числу позиций, т.е. фиксированных положений золотника в корпусе, различают двух- и трехпозиционные аппараты (табл. 12).

Таблица 12

Гидроаппараты

Наименование аппаратов	Условное обозначение аппарата на гидросхемах
Двух- и трехпозиционные, четырехлинейные гидрораспределители	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: flex-start;"> <div style="text-align: center;"> <p>1 A 0 B</p>  <p>P T</p> </div> <div style="text-align: center;"> <p>1 A 0 B 2</p>  <p>P T</p> </div> </div> 
Обратный клапан	
Редукционный клапан (регулятор давления)	
Напорный золотник (дифференциальный клапан)	  

Дроссели: обычный, регулируемый, с регулятором давления	
Предохранительный клапан	

p_2

По числу основных линий различают двух-, трех-, четырех- и пяти-линейное исполнение распределителей (табл. 12).

В крайних позициях золотника происходит реверсирование движения двигателя, а в средней позиции трехпозиционного распределителя обеспечивается остановка двигателя.

По способу установки золотника в позицию различают исполнения распределителей с фиксацией золотника во всех позициях, а также с пружинным возвратом золотника в среднюю или одну крайнюю позицию.

Присоединительные каналы аппаратов обозначаются следующим образом: Р – подвод напорной линии; А, В – отверстия присоединения аппарата к потребителю; Т – сливная линия; 0; 1; 2 – фиксированные позиции.

Крановые гидрораспределители тоже выполняются двух- и трехпозиционными. Применяются они для ручного или механического управления небольшими потоками жидкости.

Обратные клапаны. Обратный клапан состоит из полого корпуса с подводным и отводным каналами. В полости корпуса помещен плунжер, перекрывающий подводной канал и поджатый пружиной с помощью винта. Если при работе давление масла будет больше давления пружины, то масло оттолкнет плунжер и перельется в отводной канал. Обратный клапан пропускает масло только в одном направлении: в отводной канал. Обратный клапан (Г51-2) оказывает минимальное сопротивление потоку масла. Если же пружину клапана усилить, то его можно использовать для создания подпора на сливной линии.

Контрольно-регулирующая аппаратура. Контрольно-регулирующая аппаратура предназначена для контроля и регулирования давления масла, скорости потока жидкости. К ней относятся редукционные клапаны, напорные золотники, дроссели, предохранительные клапаны, реле давления и манометры.

Редукционный клапан (регулятор давления) применяется для понижения и стабилизации давления на участке гидротрассы за клапаном. Если в напорной линии

поток масла имеет давление p_1 , а в линии, питающей гидродвигатель, давление масла должно быть понижено до p_2 , то это делается с помощью редукционного клапана (Г57-1). Давление $p_2 < p_1$.

Напорный золотник (дифференциальный клапан) предназначен для ограничения давления масла на заданном участке гидросистемы. Напорный золотник Г54-1 настраивается на заданное давление, поэтому за ним устанавливается постоянное давление p_2 . Масло с повышенным давлением p_1 в напорном золотнике частично пропускается на слив.

Дроссель (Г77-3) используется для регулирования скорости перемещения исполнительного механизма. Количество жидкости, проходящей через дроссель, зависит от ее давления. Чтобы скорость исполнительного механизма не зависела от изменения давления, применяют дроссель с регулятором давления Г52-2.

Предохранительный клапан Г52-1 с переливным золотником служит для защиты гидросистемы от перегрузки.

Давление в системе устанавливается настройкой пружины клапана. Если давление масла превышает заданное значение, то часть жидкости поступает на слив. Обычно клапан устанавливается на насосной установке.

Реле давления применяется для управления работой гидродвигателями. При достижении в системе заданного давления реле Г62-21 выдает электрический импульс, который используют при управлении электромагнитными распределителями.

5.2.4. Изображение гидравлических схем

Условные графические обозначения элементов гидропривода и пневмопривода выполняются по ГОСТ 2.780-68....2.782-68 (табл. 13). Правила выполнения схем изложены в ГОСТ 2.704-76.

На схеме элементы показываются в исходном положении. Рабочую позицию подвижного элемента распределителя изображают квадратом. Число позиций распределителя изображают соответствующим числом квадратов.

Для того, чтобы представить действие распределителя в другой рабочей позиции, необходимо мысленно передвинуть соответствующий квадрат на место исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении.

В сокращенных записях распределители обозначают дробью, в числителе которой указывают число линий (ходов), а в знаменателе число позиций распределителя.







Например, распределитель четырехлинейный (четырёхходовой) трехпозиционный обозначают "Распределитель 4/3".

Таблица 13

Условные графические обозначения элементов

гидравлических и пневматических схем

(по ГОСТ 2.780-68...2.782-68, ГОСТ 2.784-70)

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Поток: жидкости; воздуха	 	Камера мем- бранная	
Электродвигатель	 	Запорный вен- тиль	 
Насос	 	Цилиндр дву- стороннего дей- ствия	 
Гидромотор	 	Управление: рукояткой, пе- далью;	 
Бак		кулачком, пружинной;	 
Фильтр		электромагни- том;	
Влагоотделитель			

Маслораспылитель		гидравлическое	
------------------	--	----------------	--

Все элементы должны иметь буквенно-цифровое обозначение. Буквенные обозначения некоторых элементов приведены в табл. 14.

Цифра в обозначении показывает порядковый номер одинаковых элементов в схеме. Буквы и цифры обозначения пишутся шрифтом одного размера.

Данные об элементах должны быть записаны в таблицу, размещающую над основной надписью чертежа на расстоянии не менее 12 мм (рис. 31).

Линии связи (трубопроводы) должны быть пронумерованы арабскими цифрами.

Таблица 14

**Буквенные позиционные обозначения некоторых элементов
гидравлических и пневматических систем по ГОСТ 2.704-76**

Элемент	Обозначение	Элемент	Обозначение
Аккумулятор	А	Гидро-, пневмомотор	М
Гидробак	Б	Манометр	МН
Влагоотделитель	ВД	Маслораспылитель	МР
Вентиль	ВН	Насос	Н
Пневмоглушитель	Г	Насос пластинчатый	НП
Дроссель	ДР	Распределитель	Р
Клапан	К	Реле давления	РД

– давления	КД	Распределитель золотниковый	РЗ
– обратный	КО	Аппарат клапанный	РК
– предохранительный	КП	Фильтр	Ф
– редукционный	КР	Цилиндр	Ц
Компрессор	КМ		

20	110	10	
←	←	←	
Поз. обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Б1	Гидробак	1	V = 60 л
Ф	Фильтр	1	Г42-МЗ
НП1	Насос пластинчатый	1	Г12-ЗМ
Основная надпись			

Рис. 31. Форма перечня элементов схемы

5.2.5. Гидросистема торцовочного станка ЦКБ-40

На рис. 32 приведена гидравлическая схема торцовочного станка ЦКБ-40-01. В исходном положении механизмов станка масло нагнетается насосом в штоковую по-

лость гидроцилиндра. При этом шток гидроцилиндра шарнирно соединен с рамкой, а корпус – с рычагом, который взаимодействует с прижимом.

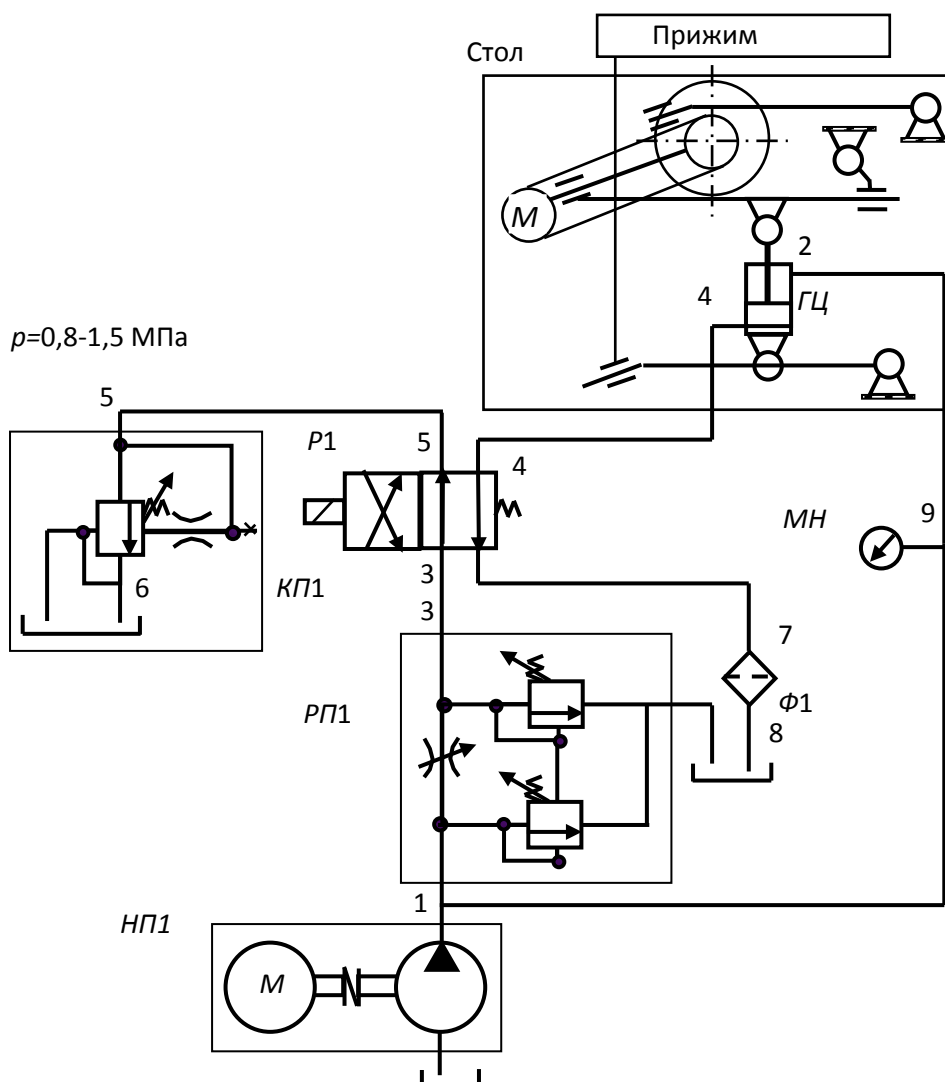
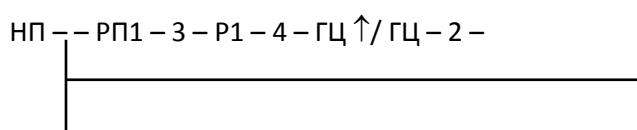


Рис. 32. Гидросистема торцовочного станка ЦКБ-40-01

Поршневая полость гидроцилиндра через распределитель Р1 и фильтр Ф1 соединена со сливом. Давление в гидросистеме настраивается клапаном давления КП1 модели ПГ54-22. Защита системы от перегрузки и регулирование скорости подъема пилы осуществляется регулятором потока с предохранительным клапаном РП1 модели ПГ55-12.

Для осуществления подъема пилы включается электромагнит распределителя Р1. Направление потока масла будет следующее:

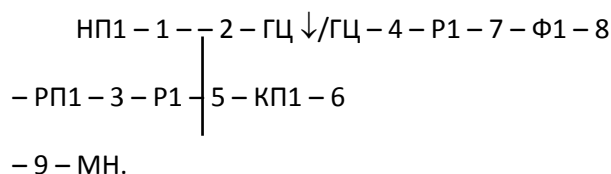


9 – МН

Так как площадь поршневой полости больше штоковой, то корпус цилиндра сначала будет опускаться, и прижим опустится на заготовку. После этого корпус цилиндра опускаться уже не сможет, и его шток начнет перемещаться, поднимая рамку и пилу.

Давление в гидросистеме соответствует нагрузке на штоке, но не превышает настроенной величины 4,0-4,5 МПа.

При отключении электромагнита распределителя Р1 направление потока масла в гидросистеме изменится:



Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение гидросистемы.
2. В состав гидропривода входят следующие элементы: насос, ... (продолжите ряд).
3. Напишите формулы для расчета тягового усилия на штоке при подаче масла в полость: **а) поршневую; б) штоковую.**
4. Расскажите, как составляются гидравлические схемы.

5.3. Пневматический привод

Пневмопривод применяется для осуществления движения подачи, режущего движения, а также для выполнения вспомогательных операций зажима, прижима, переворачивания заготовок и т. д. Широкое применение пневмопривод находит в сборочных станках. В деревообрабатывающем оборудовании иногда применяют пневмогидравлическую систему, которая делает ход рабочих органов плавным.

Сжатый воздух для функционирования элементов привода получают от индивидуального компрессора или из сети. Для устранения пульсации и выравнивания давления воздух, поступающий от компрессора, накапливают в воздухозаборнике (ресивере).

Давление воздуха для систем контроля, регулирования, измерения и управления должно быть 0,02-0,16 МПа, а для силовых двигательных механизмов привода – 0,6-1,0 МПа [23].

5.3.1. Пневмоцилиндры

Конструкции пневмоцилиндров. Пневмоцилиндр – основной двигательный механизм пневмопривода. Пневмоцилиндры изготавливаются по ГОСТ 15608-81 и различаются по способу крепления, способу торможения, по конструкции конца штока, по присоединительной резьбе для подвода воздуха.

Крепление цилиндров производится по одному из способов, показанных на рис. 33.

По способу торможения пневмоцилиндры выполняются с торможением и без торможения.

Конец штока для крепления его к рабочему органу машины выполняется с наружной или внутренней резьбой.

Присоединительная резьба для подвода сжатого воздуха может быть метрической или конической.

Расчет пневмоцилиндров. В приводах деревообрабатывающего оборудования применяют силовые цилиндры одностороннего и двустороннего действия (рис. 34).

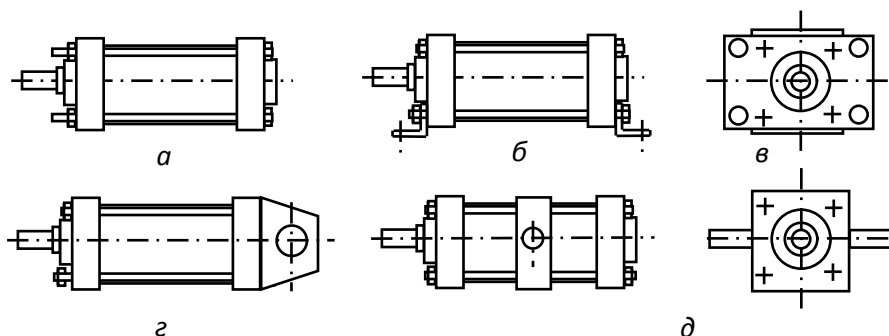


Рис. 33. Способы крепления силовых цилиндров:

а – на удлинённых стяжках; *б* – на лапах; *в* – на фланцах; *г* – на проушине; *д* – на цапфах

В цилиндрах одностороннего действия возврат штока в исходное положение осуществляется пружиной. В состоянии равновесия поршня со штоком усилие F , Н на штоке можно определить из следующих выражений:

для цилиндра одностороннего действия

$$F = p \frac{\pi D^2}{4} = p_a \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + P_n + T + P_n, \quad (66)$$

для цилиндра двустороннего действия

$$F = p \frac{\pi D^2}{4} = p_a \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + T + P_n, \quad (67)$$

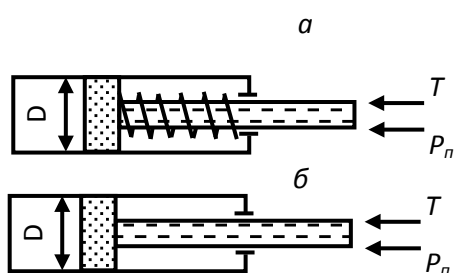


Рис. 34. Силовые пневмоцилиндры:

а – одностороннего действия;

б – двустороннего действия

где p – давление в поршневой полости цилиндра, МПа;

D – диаметр поршня, мм;

d – диаметр штока, мм;

p_a – давление в штоковой полости цилиндра, близкое к атмосферному, МПа;

P_n, P_n – соответственно усилие сжатия пружины и сила сопротивления рабочего органа, Н;

T – сила трения в уплотнениях, Н.

Диаметр пневмоцилиндра определяют, используя коэффициент K , учитывая потери на трение в манжетах, сальниках и другие сопротивления. В этом случае усилие на штоке

$$FK = \frac{\pi D^2}{4} p.$$

Отсюда диаметр пневмоцилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4FK}{\pi p}}. \quad (68)$$

При $K = 1,5$ и среднем давлении в воздушной сети $p = 0,4$ МПа

$$D = 2,18\sqrt{F}.$$

Силы трения в цилиндре. Силы трения в манжетных уплотнениях определяют по формуле

$$T = 3,14 f_T p D h_m, \quad (69)$$

где f_T – коэффициент трения (для кожи $f_T = 0,06-0,1$; для резины $f_T = 0,1-0,15$);

h_m – высота трущейся части манжеты, мм.

Сила трения в кольцевых уплотнениях

$$T_1 = 3,14 f_T b D (z p_k + p), \quad (70)$$

где f_T – коэффициент трения (для бронзовых или чугунных колец, хорошей смазки и высокой скорости $f_T = 0,07 - 0,1$; при малой скорости $f_T = 0,1-0,15$; при плохой смазке $f_T = 0,2 - 0,35$);

b – ширина кольца, мм;

z – количество колец;

p_k – удельное давление кольца на стенку цилиндра, МПа.

5.3.2. Диафрагменные пневматические механизмы

Диафрагменные пневматические механизмы с возвратно-поступательным движением штока применяются в зажимных, фиксирующих, тормозных и прессующих устройствах различных станков. Выполняются они с односторонним или двусторонним действием и имеют небольшой ход штока.

Диафрагменный механизм (рис. 35) включает герметичную разъемную камеру 1, разделенную эластичной диафрагмой 2 на две полости. Силовой шток 4 соединен с диафрагмой дисками 3 и снабжен пружиной 5 обратного хода.

Диафрагмы могут быть плоскими и тарельчатыми. Они изготавливаются из многослойной прорезиненной ткани. Усилие на штоке $F_{шт}$, Н:

$$F_{шт} = \frac{\pi p}{12} (D^2 + Dd + d^2) - S - T \quad (71)$$

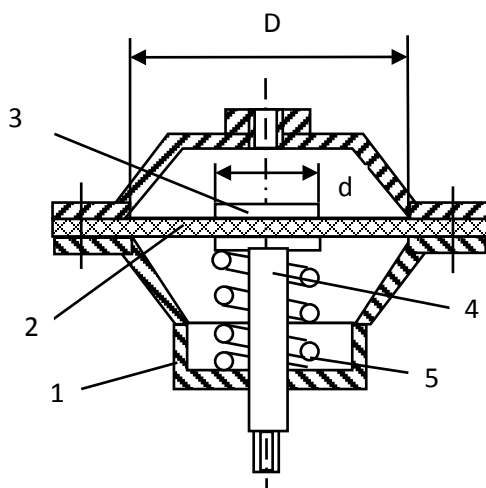


Рис. 35. Диафрагменный исполнительный механизм

где p – давление сжатого воздуха в камере, МПа;

D – свободный наибольший диаметр диафрагмы, мм;

d – диаметр диска штока, мм;

P_n – усилие возвратной пружины, Н;

T – сила трения в уплотнении штока, Н.

Рекомендуемая наибольшая длина хода

штока, мм:

– для тарельчатой диафрагмы $h = (0,25 - 0,35)D$;

– для плоской диафрагмы из прорезиненной ткани: вперед от среднего положения $h_1 = (0,06 - 0,07)D$; назад от среднего положения $h_2 = (0,12 - 0,15)D$; полный рабочий ход $h = (0,18 - 0,22)D$.

5.3.3. Пневматические камерные механизмы

Пневматический камерный механизм (рис. 36) применяется в прессах, ваймах. Он включает раму 1, стол 7, подвижную балку 2, установленную в направляющих рамы и поджатую пружинами 4, эластичную камеру 3, подсоединенную к трубопроводу 5 для сжатого воздуха.

Склеиваемый пакет 6 кладут на стол 7 и в камеру 3 подают сжатый воздух. Камера расширяется и перемещает балку 2 к столу. Происходит сжатие пакета. После сня-

тия давления балка 2 под действием сжатых пружин возвращается в исходное положение, вытесняя воздух из камеры.

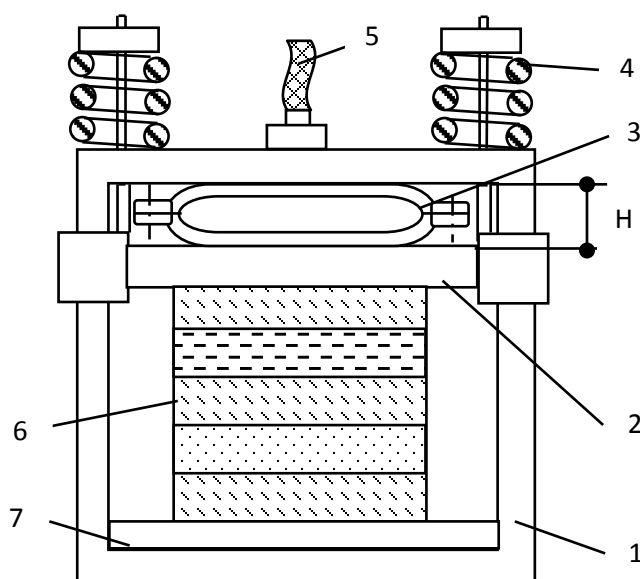


Рис. 36. Камерный механизм

Упругие камеры изготавливают из пожарных прорезиненных рукавов по ГОСТ 7877-78. Внутренний диаметр пожарных рукавов равен 51; 66; 77; 89; 150 мм, а толщина стенок около 3 мм. Иногда для камер используют рукава резинотканевые по ГОСТ 8318-57.

При изготовлении камеры концы рукава герметизируют с помощью стальных накладных планок и болтов. Штуцер для подачи воздуха устанавливают либо сбоку камеры, либо с торца, зажимая его между планками.

Усилие, развиваемое упругой пневмокамерой F_n , Н:

$$F_n = p\pi l(D + 2\delta - H)/2, \quad (72)$$

где p – давление сжатого воздуха в камере, МПа; $p = 0,4 - 0,6$ МПа;

l – активная длина пневмокамеры, мм;

δ – толщина стенок рукава, мм;

H – расстояние между рамой и балкой, мм.

По мере увеличения расстояния H усилие прессования убывает и при $H = D + 2\delta$ сила $F_n = 0$. Рабочий ход пневмокамеры $h < D$.

Активная длина пневмокамеры $l = l_1 - 0,7D$, где l_1 – длина рукава между внутренними гранями накладных планок.

5.3.4. Аппараты для подготовки воздуха

Сжатый воздух, поступающий в пневматические устройства должен быть очищен от загрязнений (твердых частиц, отработанного масла, воды, кислот и т.д.), а отработанный воздух при выходе его из устройств должен создавать уровень шума и вибрации на рабочих местах допустимые по санитарным нормам. Кроме того, сжатый воздух должен иметь заданное давление, необходимое и достаточное для нормального функционирования пневматических устройств, а также необходимое количество масла для смазки трущихся частей. Для этого пневмоприводы оборудуют следующими аппаратами.

Влагоотделители. Влагоотделители типа В41 и БВ41 предназначены для очистки сжатого воздуха от влаги и механических примесей. Влагоотделитель состоит из отражателя, металлического фильтра, резервуара для влаги и устройства для спуска влаги.

Сжатый воздух, попадая во влагоотделитель и проходя через щели отражателя, движется по винтовой линии. Под действием центробежных сил механические примеси и частицы воды отбрасываются на стенку резервуара и накапливаются в нем. Осушенный сжатый воздух проходит через металлокерамический фильтр и выходит из влагоотделителя.

Накопленная влага по мере наполнения влагоотделителя удаляется из него сжатым воздухом.

Пневмоклапаны редукционные. Пневмоклапаны редукционные типа В57, БВ57, П-КР, П-ПКП и клапаны по ГОСТ18468-73 предназначены для изменения давления сжатого воздуха и автоматического поддержания его на заданном уровне. Заданное давление устанавливается вручную при помощи винта, который через пружину поджимает мембрану, уравновешиваемую с обратной стороны сжатым воздухом.

Пневмораспределители. Пневмораспределители с ручным или путевым управлением предназначены для изменения направления потока сжатого воздуха. Промышленность выпускает разнообразные конструкции пневмораспределителей.

Пневмораспределитель с роликом типа В76-21 представляет собой трехлинейный двухпозиционный распределитель и состоит из ролика с рычагом, подпружиненного толкателя и нормально закрытого пневматического контакта. Предназначен он для путевого одностороннего управления.

Пневмораспределитель типа ГВ76-21 имеет кнопку ручного управления и пружину возврата в исходное положение.

Пневмораспределители В74-1 и БВ74-1 – двухпозиционные четырехлинейные с путевым односторонним управлением и пружинным возвратом в исходное положение. Распределитель состоит из корпуса, плунжера с плоским золотником и пружины.

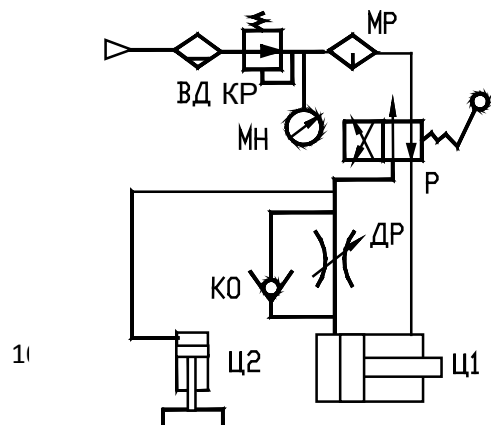
Пневмораспределители типа В74-2 и БВ74-2 – двухпозиционные четырехлинейные с путевым односторонним управлением и пневматическим возвратом в исходное положение. По конструкции и принципу действия они аналогичны распределителям В74-1 и БВ74-1 и отличаются от них только пневматическим возвратом золотника в исходное положение.

Маслораспылители. Маслораспылители предназначены для внесения в сжатый воздух распыленного масла для смазки трущихся поверхностей пневматических устройств. Маслораспылитель типа В44 (В44-13, В44-14, В44-23 и др.) состоит из резервуара для масла, падающей трубки с обратным клапаном, пневмодросселя и распылителя. При прохождении сжатого воздуха через маслораспылитель часть воздуха через регулируемый дроссель поступает в камеру перед распылителем, затем через отверстие маслораспылителя вследствие местного перепада давлений – в зону разряжения распылителя, в которой происходит предварительное распыление. Более тяжелые частицы масла оседают на поверхность в резервуаре, а легкие попадают в основной поток, где происходит их вторичное распыление. На выходе из маслораспылителя воздух содержит мельчайшие частицы масла.

Глушители шума. Глушители пневматические типа П-Г11 предназначены для снижения уровня аэродинамического шума, возникающего при выхлопе сжатого воздуха из пневмоприводов в атмосферу. Для этого глушитель снабжен пористой втулкой, через которую сжатый воздух пропускается.

5.3.5. Выполнение пневматической схемы

Пневматической называют схему, отражающую состав и соединение элементов, входящих в пневматический механизм машины. Начертание пневматических схем сходно с начертанием гидросхем, но проще, поскольку пневматические механизмы работают обычно от централизованной установки сжатого воздуха (компрессора), который не изображается на схеме. Кроме того эти механизмы не требуют трубопроводов для отвода отработанного воздуха. Отработанный воздух выбрасывается в атмосферу.



На рис. 37 приведена схема пневмопривода подачи каретки шипорезного станка.

Сжатый воздух проходит через влагоотделитель ВД,

Рис. 37. Пневматическая схема управления цилиндрами

редукционный клапан КР, маслораспылитель МР и его давление контролируется манометром МН.

Пневмосистема станка работает следующим образом. При повороте рукоятки распределителя в другое положение сжатый воздух поступит в левую часть распределителя Р. При этом бесштоковые полости пневмоцилиндров Ц1 и Ц2 заполняются сжатым воздухом. Из штоковых полостей цилиндров воздух выходит в атмосферу. Цилиндр Ц2 срабатывает быстро и зажимает заготовку, подлежащую обработке на станке. Шток цилиндра Ц1 перемещается медленно, т.к. воздух, поступающий в него, проходит через дроссель. Цилиндр Ц1 осуществляет движение подачи каретки, надвигая заготовку на режущие инструменты.

По достижении установленной величины хода штока переставной упор переводит распределитель Р в исходное положение. Бесштоковые полости обоих цилиндров соединяются с атмосферой. Прижим освобождает заготовку. Сжатый воздух из бесштоковой полости цилиндра Ц1 вытесняется через обратный клапан КО, в результате чего каретка возвращается в исходное положение с большей скоростью.

Контрольные вопросы и задания

1. Изобразите способы крепления пневмоцилиндров.
2. Напишите формулы для определения тягового усилия на штоке пневмоцилиндра.
3. Изобразите схему диафрагменного пневматического механизма и напишите формулу для расчета усилия на штоке.
4. Изобразите схему камерного пневматического пресса и напишите формулу для расчета развиваемого им усилия.
5. Перечислите аппараты, необходимые для подготовки сжатого воздуха.

Глава 3. Компонировка общих видов и функциональных узлов

6. Методология конструирования машин

Под методологией в данном случае понимается система методов, учитываемых и применяемых при проектировании деревообрабатывающих машин. Метод – это логическая основа способа действия, согласно которой в процессе конструирования осознанно применяются определенные правила. Таких правил за многовековую историю конструирования машин накопилось много. Главные из них сводятся к следующему: **максимально возможная производительность, высокое качество обработки, простота и легкость обслуживания, малые металлоемкость и габариты, достаточно низкая первоначальная стоимость и малые эксплуатационные**

расходы, технологичность конструкции, безопасность работы и др.

Содержание некоторых правил, которые вытекают из требований, предъявляемых к машине, более подробно изложено ниже.

6.1. Увеличение производительности

Увеличение производительности – один из важнейших принципов, которым руководствуется конструктор при создании машин. Производительность машин зависит от различных параметров. Главные из них приведены ниже.

Повышение скоростей рабочих движений. Увеличение скорости обработки детали позволяет увеличить количество обработанных деталей в единицу времени. Значения скоростей главного движения и подачи для современных станков приведены в табл. 15. В перспективе ожидается увеличение скорости главного движения до 100-150 м/с.

Таблица 15

**Значения скоростей рабочих движений
деревообрабатывающих станков**

Станки	Скорость главного движения, м/с	Скорость подачи, м/мин
Лесопильные рамы двухэтажные	5,8 - 8,4	1 - 27
Ленточнопильные для распиловки бревен	45	90
Ленточнопильные делительные	40	5 - 40
Круглопильные:		
бревнопильные	50	120
обрезные	50 - 67	45 - 150
прирезные	61	8 - 84

Фуговальные	34	8 - 24
Рейсмусовые	30 - 35	5 - 30
Четырехсторонние продольно-фрезерные	45	8 - 70
Сверлильно-фрезерные при $n=10000 \text{ мин}^{-1}$	—	0,68 - 3,0

Непрерывность технологического процесса. Под непрерывностью понимается процесс безостановочной обработки детали с вращательным, поступательным, поточным движением. **Непрерывность – один из главных способов повышения производительности труда.**

Прерывистые технологические процессы выполняются с возвратно-поступательными движениями, с остановками или прерываниями при переходе к следующей операции [24]. В проходных станках заготовки подаются в станок с межторцовыми разрывами.

Механизация и автоматизация. Механизация уменьшает или частично избавляет человека от тяжелого ручного труда, так как функция управления (включение, выключение, регулирование режима и т.д.) в данном случае остаются за человеком.

Автоматизация полностью исключает непосредственное участие человека в работе. Автомат самостоятельно выполняет все рабочие и холостые ходы цикла по программе, заранее составленной и отлаженной человеком. В этом случае рабочая машина заменяет уже не только мускулы, но и в известных пределах мозг человека. За человеком остается только функция контроля, наладки машины, подготовки и замены программ.

Механизация и автоматизация - верный путь увеличения производительности машины.

6.2. Повышение точности

Точность обработанных деталей на станках зависит от ряда факторов: геометрической точности станков, погрешностей в геометрии лезвий режущих инструментов, погрешностей размеров заготовок, наладки и настройки станков, неточности кинематических цепей, нестабильности режимов резания, температурных перепадов и др.

Геометрическая неточность станка является следствием относительного расположения его узлов и деталей, неточности базовых элементов. В результате этого в шпиндельных узлах, например, появляется радиальное и осевое биение вала.

Непрямолинейность направляющих конвейерных механизмов подачи прирезных станков приводит к искажению размеров и формы деталей. Непрямолинейность режущих кромок ножей фуговальных и рейсмусовых станков тоже вызывает искажение размеров и формы деталей. Неплоскостность столов фуговальных и рейсмусовых станков приводит к перебазированию заготовки и искажению формы детали.

Изменение размеров возможно при некачественной наладке и настройке станка, при снятии больших припусков, при ослаблении креплений узлов станка и возникновении деформаций из-за перепада температуры. В группе пильных станков при нагреве режущего инструмента теряется устойчивость пил, в результате чего изменяются первоначально установленные размеры деталей.

Обеспечение нормативной геометрической точности, предотвращение повышения температуры деталей станка и режущего инструмента, а также обеспечение технологической стабильности рабочей машины - залог получения деталей требуемой точности.

Деревообрабатывающую машину называют технологически стабильной, если ее уровень настройки и поле рассеивания размеров сохраняются неизменными в течение времени обработки партии деталей.

Жесткость узлов станка. Под жесткостью понимается сопротивление, которое оказывает тело или система тел деформирующему действию внешних сил в данной точке. Различают статическую и динамическую жесткость.

Статическая жесткость представляет собой сопротивление, которое создает система под действием статических внешних сил и нагрузок, Н/мм:

$$j = \frac{F}{y}, \quad (73)$$

где F - обобщенная статическая сила, действующая в данной точке узла или станка, Н;

y - величина деформации в данной точке, мм.

На рис. 38 показаны схемы измерения жесткости горизонтального ножевого вала и стола рейсмусового станка (рис. 36, а), а также вертикального шпинделя и направ-

112

ляющей линейки фрезерного станка (рис. 38, б). На схемах обозначены цифрой 1 динамометр, создающий отжимающее усилие, и 2 - индикатор часового типа, с помощью которого измеряется величина деформации [26].

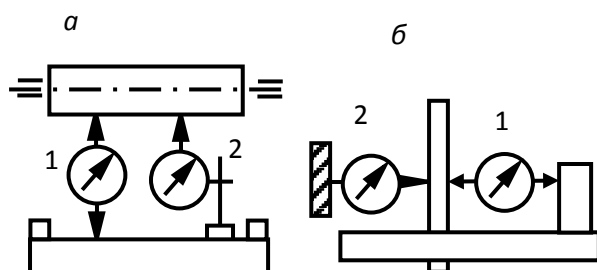


Рис. 38. Схемы измерения жесткости станков: а – рейсмусового;

б – фрезерного

Отжимающее усилие в деревообрабатывающих станках создается силами резания и подачи. Эти силы пропорциональны мощности соответственно механизма главного движения и подачи, поэтому норма жесткости зависит от мощности соответствующего механизма. Норму жесткости берут по значению приведенной жесткости, т.е. жесткости, приходящейся на 1 кВт мощности соответствующего механизма.

низма.

Иногда при расчетах удобно пользоваться не статической жесткостью, а ее обратной величиной, называемой **податливостью**.

Податливость, мкм/Н

$$W = \frac{1000}{j}. \quad (74)$$

Если известна податливость узлов станка в заданном направлении, то податливость станка равна сумме податливостей узлов:

$$W_c = W_1 + W_2 + W_3 + \dots + W_n.$$

Динамическая жесткость - это жесткость тела или системы тел, работающих в динамическом режиме, при котором движение рабочих органов станка происходит неравномерно. Для каждого динамического режима существует своя динамическая жесткость, Н/мм

$$j_d = \frac{j}{K}, \quad (75)$$

где j - статическая жесткость, Н/мм;

K - динамический коэффициент ($K > 1$).

Статическая жесткость узлов деревообрабатывающих станков должна находиться в пределах норм, приведенных в табл. 16.

Таблица 16

Статическая жесткость узлов группы фрезерных станков [26]

Узлы станков	Приведенная жесткость, Н/мм на 1 кВт мощности
Ножевые валы фуговальных и рейсмусовых станков	25000 – 30000
Двухопорные шпиндели на подвижном суппорте с нагрузкой между опорами (например, четырехстороннего станка)	20000
Шпиндели фрезерных головок с консольной нагрузкой	2000 - 2500
Базирующие столы (плиты)	20000 – 30000
Стол рейсмусовых и четырехсторонних станков	10000
Подвижные суппорты и каретки ручной подачи (поперечная жесткость)	2000 - 4000

Недостаточная жесткость отдельных элементов узлов при работе приводит к изменению взаимного положения режущего инструмента и заготовки и понижает точность обработки.

Виброустойчивость станков. Виброустойчивость станков - это их способность оказывать сопротивление вибрациям, т.е. периодическим колебаниям большой скорости.

В обычных условиях в колебаниях участвуют три группы сил: поддерживающие колебания - силы упругости; вызывающие колебания (периодические) - возмущающие силы; гасящие колебания - силы сопротивления среды [25].

Частота возмущающей силы, при которой амплитуда вынужденного колебания достигает максимума, называется **критической**. Частота вынужденных колебаний, равная частоте собственных колебаний, называется **резонансной**.

Всякая упругая система имеет несколько частот собственных колебаний (спектр частот). Резонанс возникает всякий раз, когда частота какого-либо одного вида собственных колебаний системы равна или кратна частоте возмущающей периодической силы.

Конструкция изделия должна исключать возникновение резонансных колебаний.

Это достигается различными путями:

уравновешиванием возбуждения в станках с помощью противовесов, балансиров, антивибраторов и т.д.;

изменением соотношения между частотами возмущающих сил и частотами собственных колебаний;

увеличением затухания в системе.

Точность изготовления изделий из древесины регламентирована ГОСТ 6449.1-82 "Изделия из древесины и древесных материалов. Поля допусков для линейных размеров и посадки". ГОСТ устанавливает 9 квалитетов допустимых отклонений размеров (с 10 по 18 квалитет).

Станки по технологической точности должны соответствовать требованиям точности обработки деталей, однако изготавливать девять разновидностей станков нецелесообразно. В связи с этим, а также учитывая сложившуюся практику, девять квалитетов делят на четыре группы. Каждой группе точности обработки детали соответствует класс точности станка - особо высокой точности (О), повышенной (П), средней (С) и низкой точности (Н):

Квалитет по ГОСТ 6449.1-82	10, 11	12, 13, 14	15, 16	17, 18
Класс точности станка	О	П	С	Н

6.3. Повышение надежности

Качество машины, ее технические показатели ценны лишь в том случае, если они постоянны в течение длительного времени в условиях нормальной эксплуатации.

Свойство машины выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования называется надежностью [27].

Надежность машины обеспечивается совокупностью трех свойств: безотказностью, долговечностью и ремонтпригодностью.

Безотказность характеризуется полным сохранением работоспособности в течение определенного периода работы в эксплуатационных условиях. При эксплуатации станка возможны неисправности, без устранения которых невозможно дальнейшее выполнение станком всех или одной из его главных функций по обработке деталей. **Потеря работоспособности станка из-за неисправностей называют отказом.**

При конструировании следует изучить причины отказов действующих машин и предусмотреть мероприятия, исключающие появление отказов в новой машине. Причины отказов могут быть следующие: ошибки конструктора, заедания деталей, засорения, нарушения регулировки, изнашивание деталей и узлов, несовершенство технологического процесса, непредусмотренные условия эксплуатации, некачественное изготовление деталей и т.д.

Долговечность. Долговечность - это свойство машины длительно, с учетом ремонтов, сохранять работоспособность в условиях эксплуатации до разрушения или другого состояния, при котором невозможна дальнейшая нормальная эксплуатация. Показателями долговечности является технический ресурс (наработка до ремонта или полной замены) и срок службы.

Машина должна эксплуатироваться до тех пор, пока ее использование будет технически и экономически целесообразно.

Ремонтпригодность. Ремонтпригодность - это свойство объекта техники, заключающееся в приспособленности к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений, поддержанию и восстановлению

работоспособного состояния путем проведения технического обслуживания и ремонтов (ГОСТ 27.002-83).

При наступлении отказа машина полностью или частично утрачивает работоспособность. Чем быстрее и проще можно восстановить работоспособность машины, тем надежнее она будет в эксплуатации.

Ремонтопригодность представляет собой совокупность технологичности при техническом обслуживании и ремонтной технологичности объектов техники.

Таким образом, проектируемая машина должна обладать надежностью, т.е. совокупностью трех свойств: безотказностью, долговечностью и ремонтопригодностью.

Надежность машин определяется по следующей формуле:

$$P(t) = 1 - \frac{t}{T_o}, \quad (76)$$

где t - время безотказной работы элемента машины;

T_o - срок работы машины [28].

6.4. Технологичность конструкции

Под технологичностью конструкции понимается возможность изготовления ее деталей с наименьшими трудовыми затратами при рациональном расходовании материала.

Для обеспечения технологичности конструкции изделия следует пользоваться следующими правилами.

Соответствие конструкции масштабам выпуска и условиям производства. Одна и та же конструкция может быть технологичной для крупносерийного производства, т.к. в ней заложено использование прогрессивных методов производства, и будет нетехнологичной для мелкосерийного производства, т.к. на таком предприятии нет необходимого для этого оборудования, и современные технологии не применяются.

В технологичной конструкции форма и размеры деталей максимально соответствуют форме и размерам заготовок, а обработка их происходит с одного станка с исключением ручного труда. Для создания технологичной конструкции

конструктор должен четко представлять себе технологию изготовления каждой детали и сборки изделия в условиях конкретного предприятия.

Простота и целесообразность конструкции. Проектируемый станок должен иметь максимальное количество простых, минимальной массы деталей, которые удобны для изготовления и сборки. Детали должны иметь по возможности только цилиндрические и плоские поверхности, а обработке должны подвергаться минимальное количество поверхностей.

Экономичный способ получения заготовок. Заготовки для изготовления деталей могут быть получены из проката, поковок, путем штамповки, литья в песчаные формы, в кокиль и др.

Выбор заготовок всегда связан с выбором материала деталей. В качестве материала служит чугун, стальное литье и прокат, литье и прокат цветных металлов. Выбранный материал должен обеспечить необходимую прочность детали и заданную долговечность при приемлемой себестоимости.

Таким образом, уже на стадии конструирования в зависимости от назначения, формы, размеров детали, масштаба выпуска и условий эксплуатации выбирается материал деталей и вид заготовок. Сделанный выбор влияет на технологичность конструкции.

Экономически обоснованные точность и шероховатость обработанных поверхностей. Повышение точности изготовления деталей и изделия в целом требует применения более точного оборудования, сложной дорогостоящей оснастки, высокой квалификации рабочих и выполнения пригоночных работ при сборке. Все это повышает трудоемкость и себестоимость изделия.

Точность размеров определяется их допусками, величина которых зависит от назначенного качества и условий сопряжения деталей.

Шероховатость обрабатываемых поверхностей тоже назначается из условий работы сопрягаемых поверхностей. Излишне завышенные требования к шероховатости повышают трудоемкость изготовления деталей и требуют применения специального оборудования и инструмента. Шероховатость и точность сопрягаемых поверхностей взаимосвязаны между собой. Средняя высота микронеровностей не может быть больше величины допуска. Иногда шероховатость не связывается с точностью размеров, например при обработке трущихся поверхностей, поверхностей, которые готовятся для металлопокрытия (хромирования и т.д.).

Минимальный объем механической обработки. При конструировании деталей, подлежащих механической обработке, должны соблюдаться следующие рекомендации.

Детали должны быть достаточно жесткими и удобными для крепления на станке. Ширина канавок, величина радиусов закругления должны соответствовать форме и размерам нормализованного режущего инструмента.

Детали сложной формы следует разделить на ряд простых по конфигурации деталей, соединенных сваркой, запрессовкой, склеиванием и т.д.

Плоские поверхности деталей должны располагаться на одном уровне параллельно или перпендикулярно одна другой.

Деталь, обрабатываемая на токарном станке, должна иметь минимальный припуск на обработку и минимальное количество ступеней вала.

Большое значение для технологичности деталей имеет правильный выбор технологических баз и принятая система простановки размеров на рабочих чертежах. Система простановки размеров должна с минимальными затратами, надежно и просто обмерять деталь на станке а также указать рациональную последовательность обработки детали.

Многократное использование опробованных изделий. Технологичность машины повышается при использовании в ее конструкции стандартизованных, нормализованных и унифицированных деталей и изделий.

Любая машина может быть сделана из пяти типов элементов (агрегатов, узлов, деталей):

Ас - стандартных или покупных элементов, получаемых в готовом виде;

Ау - унифицированных элементов, заимствованных из выпускаемых машин, многократно проверенных;

Ан1 - новых элементов, изготовление которых не вызывает затруднений, но требует разработки и отладки технологии их изготовления;

Ан2 - новых элементов, изготовление которых вызывает значительные затруднения (требуются разработка новой технологии с изготовлением сложной технологической оснастки, приобретение дорогого оборудования и т.п.);

Ан3 - новых элементов, изготовление которых вызывает пока непреодолимые трудности.

Конструктор часто стремится удовлетворить высокие требования к машине известными, традиционными структурами, используя конструктивные решения, уже

отработанные на известных образцах. Такой подход требует минимума затрат времени и средств, но влечет за собой нежелательные последствия.

При излишнем увлечении преемственностью, заимствованием, унификацией, попыткой воспользоваться тем, что уже создано и опробовано, невозможно обеспечить требуемого роста уровня показателей машин, невозможно лидировать на мировом рынке. Спроектированные таким образом машины быстро морально стареют и через короткое время нуждаются в дополнительной модернизации.

Однако это не значит, что надо разрабатывать только новые машины. Как правило, желаемый результат можно достичь при комбинации известных решений с новыми структурными решениями, построенными на современных физических и технологических принципах.

Обычно в новые современные машины из ранее разработанных прототипов переносится в среднем до 50% конструктивных решений без переделок или с частичными изменениями. При этом высокие значения показателей преемственности достигаются за счет в основном второстепенных структурных элементов, переносимых из одного поколения машин в другое.

Расчленения машины на элементы. С целью упрощения технологии разработки, доводки, изготовления, ремонта, модернизации, машины делятся на узлы и детали.

Чем меньше в машине сборочных единиц и деталей, тем меньше ее масса, выше жесткость и надежность, меньше трудоемкость механической обработки и сборки.

Большее расчленение машины на сборочные единицы и детали тоже имеет свои преимущества. Большее расчленение машины с новыми элементами позволяет сократить время и трудоемкость разработки и доводки машины в целом. В процессе разработки и доводки нового станка экономичнее и проще устранять недостатки отдельных более простых узлов и деталей.

6.5. Снижение массы машины

Снижение массы новых машин имеет большое технико-экономическое значение. Снижение массы достигается различными способами. Наиболее прогрессивные из них следующие:

- применение повышенных частот вращения валов. Применение больших скоростей позволяет избавиться от тяжелых и громоздких редукторов, упростить передающую часть машины, снизить нагрузки на детали и сделать детали легкими;
- изготовление деталей из более прочных и легких материалов: легированных сталей, пластмасс и других материалов;
- применение в кинематике станка прогрессивных видов привода, узлов бесступенчатого регулирования;
- применение более точных методов расчета деталей на прочность и жесткость.

Металлоемкость станков характеризуется **критерием металлоемкости** K_m , который равен отношению массы машины G к ее главному показателю эффективности Q (установленная мощность, кВт; максимальная ширина обработки, см, для фуговальных, рейсмусовых и других станков; производительность, шт./мин, м/мин и т.д.): $K_m = G/Q$ (табл. 16).

Таблица 17

Металлоемкость деревообрабатывающих машин

Станки	Критерий металлоемкости K_m			Параметр P , см
	по параметру P , кг/см	по производительности, кг/(м·мин ⁻¹)	по мощности, кг/кВт	
Лесопильные рамы двухэтажные	250...300	2000	250...300	Просвет
Круглопильные станки:				
для бревен	80	100	70...90	Высота пропила
для досок:				
обрезные	200	30...40	40...60	То же
прирезные	180	70	140...160	То же
Ленточнопильные для бревен	30...350	700...800	200...250	То же
Фуговальные	12...15	60...70	150...170	Ширина стола

Рейсмусовые	25...30	90...100	180...220	То же
Четырехсторонние продольно-фрезерные:				
тяжелые	150...250	100...120	50...70	Ширина детали
легкие	100...150	120...170	90...110	То же
Фрезерные:				
с нижним шпинделем	70	100...120	130...150	Высота об- работки
с верхним шпинделем	250	400...500	350...450	То же
Шипорезно-рамные:				
двусторонние	200...250	50...700	150...170	Длина де- тали
ящичные	25...35	—	90...110	Ширина обработки
Сверлильно-пазовальные	25...35	—	150...170	Диаметр сверла
Токарные	30...50	—	500...600	Высота центра

6.6. Обеспечение художественно-эстетического внешнего вида

При конструировании общего вида и сборочных единиц машины большое внимание уделяется их внешнему виду, т.е. технической эстетике. Их внешнее оформление должно производить на человека благоприятное впечатление.

Красивый внешний вид машины обеспечивается инженерами дизайнерами. Общие представления о принципах художественного конструирования должен иметь и конструктор. Основные принципы технической эстетики изложены ниже.

Пропорциональность габаритных размеров машины, узлов. На рис. 39 показано несколько вариантов внешнего вида изделий. При этом размеры вариантов рис. 39, a , b производят неблагоприятное впечатление: в первом случае изделие кажется неустойчивым, а во втором - придавленным.

Известно, что наилучшее зрительное впечатление производит предмет, размеры

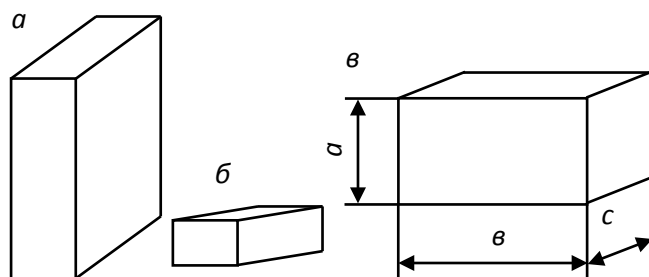


Рис. 39. Варианты внешнего вида изделий:

a – изделие неустойчивое; b – изделие придавленное; v – изделие соответствующее правилу "золотого сечения"

сторон которого образуют так называемое "золотое сечение", которое составляется из двух величин, образующих пропорцию вида (рис. 39, v):

$$\frac{a}{b} = \frac{b-a}{a} = \frac{c}{a} \quad (77)$$

Если две стороны основания известны, то высота

изделия будет равна $a = \sqrt{bc}$.

Ряд золотого сечения имеет следующие значения сторон: 0,146; 0,236; **0,382**; **0,618**; **1,00**; 1,618 ... (сумма двух соседних членов ряда равна последующему члену ряда).

Симметрия. Различают симметрию абсолютную, относительную и контрастную.

Абсолютная симметрия - повторение конструктивных элементов машины по обеим сторонам от выбранной оси симметрии.

Относительная симметрия предусматривает, что по обеим сторонам от выбранной оси симметрии уравниваются

элементы, одинаковые по габаритам, массе или другим признакам.

Контрастная симметрия строится по принципу контраста, когда исходной композиционной форме машины, расположенной по одну сторону симметрии, отвечает другая, резко отличная от первой композиционная форма.

Ритм. Ритмом называется чередование одинаковых или схожих элементов конструкции машины в пространстве. Сходство элементов машины может быть функциональным или формальным. Функциональными элементами ритма могут быть различные индикаторы, маховички, жалюзи и др. Простейшим признаком ритма является повторение похожих или равных форм с одинаковыми интервалами.

Иногда пользуются приемом аритмии, когда элементы конструкции размещаются на различном расстоянии, элементы делаются тоньше или толще, светлые части чередуются с темными и т.д.

Контрастность отдельных частей машины усиливает художественные впечатления, производимые этими частями. Используется контрастность массы (тяжелая часть вблизи легкой), формы (острое ребро вблизи закругленного), размера (широкая поверхность вблизи узкой), света (светлая поверхность и темная), направления (полосы горизонтальные и вертикальные) и т.д.

Расчлененность формы машины - имитация расчленения ее на составные части с помощью окраски, создания канавок, установки ребер и т.д.

6.7. Безопасность работы машин

При конструировании машин с точки зрения безопасной работы необходимо обеспечить исключение случайных несчастных случаев при работе на них обученного персонала, а также предупреждение травмирования рабочих путем создания нормальных условий эксплуатации и обслуживания машин.

Для снижения утомляемости рабочих в конструкции машины с ручным управлением должны учитываться эргономические требования. Это физиологические и психологические требования, определяемые строением человеческого тела и деятельностью его органов.

Для современных автоматизированных машин, работающих без участия человека, эргономические требования предъявляются только к тем органам автомата, которые используются рабочим при его наладке и настройке.

6.8. Прочие принципы конструирования

Повышение комфортности работы на машине. Под комфортностью машины понимается комплекс ее характеристик, определяющих удобство, простоту и легкость настройки, обслуживания и управления. Это важнейший принцип конструирования современных машин [29]. Важнейшая задача повышения комфортности заключается в снижении шума. Для этого в современных станках применяется режущий инст-

румент меньших размеров, повышается качество сборки узлов, применяются шумопоглощающие укрытия.

Обеспечение патентоспособности и патентной чистоты. Для обеспечения конкурентоспособности машины на внутреннем рынке конструкция ее, способ работы или отдельные узлы должны быть защищены патентами России.

Для продажи машины на зарубежном рынке, а также при поставке ее на выставку, проводимую за рубежом, машина должна быть патенточистой на территории данной страны, т.е. не подпадать под патенты, действующие в данной стране.

Обеспечение мобильности. Под мобильностью понимается свойство машины допускать быстрый переход с выпуска одних изделий на другие. Мобильность предполагает возможность быстрой переналадки машины на выпуск другого изделия.

Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите основные способы повышения производительности деревообрабатывающих машин.
2. Перечислите основные факторы, влияющие на точность обработанных деталей.
3. Поясните понятия безотказности, долговечности, ремонтпригодности.
4. Конструкция машины считается технологичной, если:
 - а) она реализована на рациональной технологической схеме;
 - б) в ней точность и шероховатость деталей выбраны с учетом условий их работы;
 - в) она внедрена в производство;
 - г) она обладает высокой производительностью при непрерывности технологического процесса.
5. Назовите основные приемы придания машине эстетического внешнего вида.
6. Какие объекты техники называются патенточистыми?

7. Компоновка машины

7.1. Общие правила компоновки

Под компоновкой машины понимают объединение (синтез) ее отдельных функциональных узлов и механизмов в единое целое. При компоновке добиваются такого пространственного расположения узлов и деталей, при котором наилучшим образом достигаются заданные свойства машины (высокая производительность, точность, удобство при эксплуатации, наименьшие габариты и т.д.) и реализуются правила конструирования.

Компоновку машины выполняют на основании технологической и кинематической схем, а также с учетом размеров крупных деталей. Иногда компоновка и разработка схем выполняются одновременно.

При компоновке машина, ее узлы и детали вычерчиваются схематически, без подробностей.

Компоновка выполняется в два этапа: эскизный и рабочий.

При эскизной компоновке общую конструкцию машины разрабатывают на базе кинематической схемы. Составляется обычно несколько вариантов эскизных компоновок. Из множества вариантов, используя один из методов оптимизации многокритериальной задачи, выбирается один рациональный эскизный вариант.

В качестве критериев оптимизации принимаются уменьшение массы и габаритов машины, повышение точности, удобства обслуживания, безопасности, бесшумности, эстетичности и др.

Рабочая компоновка. На базе эскизной компоновки составляется рабочая компоновка. В ней уточняется конструкция машины. Рабочая компоновка служит основой для дальнейшего конструирования узлов машины.

Работу над компоновкой начинают с выполнения уточняющих кинематических и технологических расчетов. Рассчитываются ременные и цепные передачи, их межосевые расстояния. Определяются мощности и размеры электродвигателей. Рассчитываются или назначаются длины валов, габаритные размеры сборочных единиц. Главные сборочные единицы вычерчиваются в масштабе. Полученные таким образом размеры позволяют уточнить рабочую компоновку машины.

При компоновке необходимо предусмотреть места установки механических и электрических блокировочных устройств, необходимых ограждений, которые яв-

ляются подсистемами единого целого. Необходимо предусмотреть последовательность сборки с возможностью наиболее простого соединения узлов между собой. В процессе компоновки следует четко поделить машину на узлы с обеспечением необходимой жесткости станка. Деление на узлы позволяет вести их параллельное проектирование, параллельную сборку, испытание.

При рабочей компоновке решаются вопросы технической эстетики. Устанавливаются размеры сторон корпуса машины согласно правилу "золотого сечения". Однако правило "золотого сечения" не должно вступать в противоречие с функциональным назначением и технической целесообразностью изделия. Правило "золотого сечения" устанавливает только идеальные размеры, фактические же размеры принимаются с учетом технической целесообразности.

С точки зрения технической целесообразности и технической эстетики смежные сборочные единицы машины должны быть соразмерны. Если, например, маленький по габаритам узел и крупногабаритный двигатель соединяются муфтой, то такая конструкция выглядит некрасиво и считается технически нецелесообразной. В этом случае надо спрятать муфту, использовать фланцевый двигатель, объединить сборочные единицы в одну.

7.2. Типовые варианты компоновок

Современные машины отличаются большим разнообразием компоновок. Выделив в машине координатные оси X , Y , Z , можно различать следующие типовые компоновки:

- продольно-горизонтальную, при которой узлы машины расположены вдоль оси X ;
- поперечно-горизонтальную, когда узлы машины расположены вдоль оси Y ;
- вертикальную - при расположении узлов машины по оси Z ;
- наклонно-горизонтальную - при расположении узлов машины наклонно к оси Z ;
- барабанную - при расположении узлов на барабане, смонтированном на вертикальной или горизонтальной оси;
- карусельную - при расположении основных узлов на горизонтальном диске.

По характеру движения заготовок и деталей различают разомкнутые и замкнутые компоновки. У разомкнутых компоновок загрузка заготовок и выгрузка деталей производится в разных местах машины, у замкнутых – в одном и том же месте.

Возможны и другие компоновки. Часто они представляют собой комбинацию из указанных типовых компоновок, когда сборочные единицы монтируются на горизонтальных, вертикальных или наклонных опорных площадках (рис. 39).

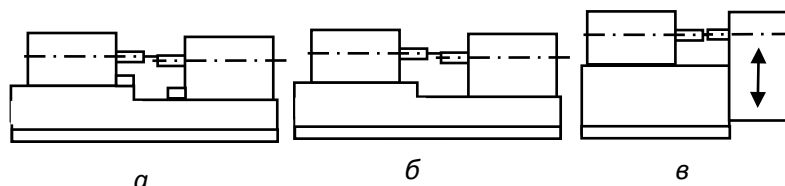


Рис. 39. Схемы компоновок:

а – на горизонтальных площадках по буртикам;

При установке узлов на горизонтальных опорных площадках с базированием по буртикам (рис. 39, *а*) процесс сборки упрощается, но механическая обработка базовых поверхностей усложняется. Сборка на горизонтальных площадках без буртиков (рис. 39, *б*) требует дополнительных регулировок, выравнивания по высоте с помощью компенсаторных подкладок или клиньев. Базовые плоскости плиты могут быть расположены взаимно перпендикулярно (рис. 39, *в*). Это позволяет путем регулировки узлов в вертикальной и горизонтальной плоскости добиться совпадения осей валов.

С точки зрения удешевления сборки машины наилучшей схемой компоновки является та, по которой во время сборки не требуется производить никаких выверок, пригонок, регулировок. Узлы и детали при их установке должны сразу занимать правильное положение.

С точки зрения удешевления механической обработки деталей наилучшей схемой компоновки будет та, по которой при изготовлении деталей не требуется выдерживать точные допуски.

7.3. Составление эскизных вариантов компоновок

Эскизные варианты компоновок машины разрабатываются на базе выбранной рациональной схемы проектного решения машины (см. п. 2.7 "Выбор лучших вариантов") и рациональной кинематической схемы. Для наглядности разработка вариантов компоновок разобрана на примере.

Пример. Разрабатывается торцовочный станок для обработки пиломатериалов. В процессе технико-экономического обоснования выбрана рациональная схема станка (рис. 40, а).

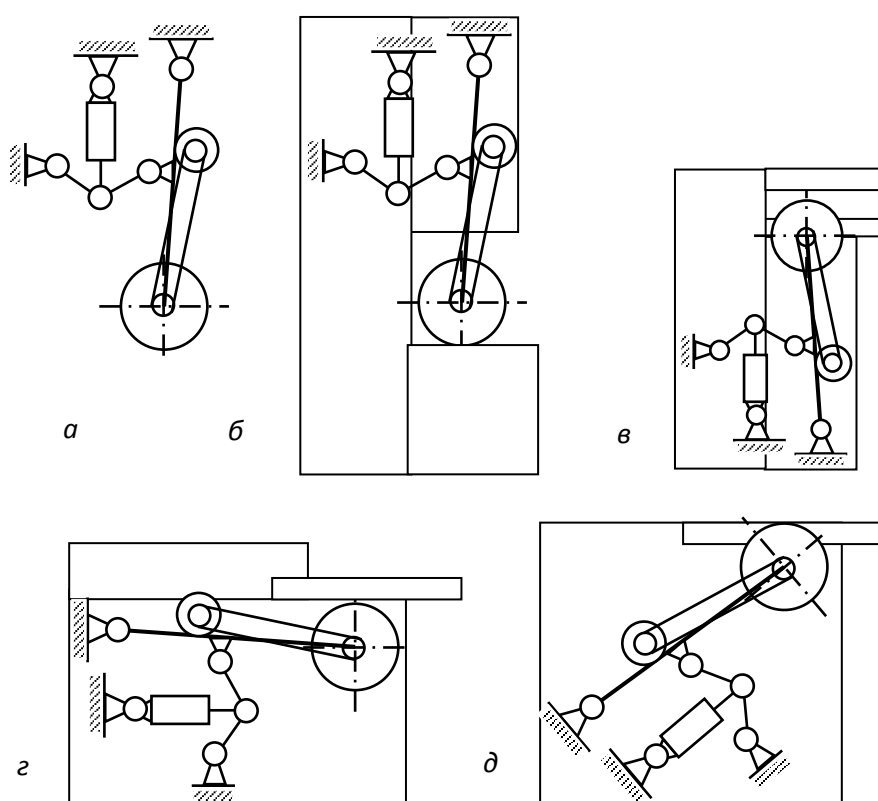


Рис. 40. Схемы эскизных компоновок:

а – рациональная схема проектируемого станка;

б, в – вертикальные компоновочные схемы;

Станок выполнен в виде шарнирно закрепленного маятника, соединенного с гидроцилиндром. На маятнике закреплен пильный вал с пилой, соединенный с электродвигателем ременной передачей. Электродвигатель смонтирован на маятнике.

Требуется составить варианты эскизных компоновочных схем станка и из них выбрать рациональную схему.

Решение. На рис. 40 представлены различные компоновочные схемы: вертикальная (рис. 40, б), вертикальная перевернутая (рис. 40, в), горизонтальная (рис. 40, г), с наклонным расположением механизмов (рис. 40, д). Станок с горизонтальным расположением маятника может быть выполнен в двух вариантах: с надвиганием пилы снизу вверх или сверху вниз. Все компоновки замкнутые, загрузка заготовок и выгрузка деталей производятся на одном месте.

Вертикальная компоновка позволяет уменьшить площадь, занимаемую машиной, но может создать неудобства при обслуживании механизмов. При горизонтальной компоновке машина занимает большую производственную площадь. Для выбора рациональной компоновочной схемы надо подобрать критерии, которые наилучшим образом характеризовали бы требования, предъявляемые к станку. В качестве критериев можно принять, например, возможность обработки широких досок пилой небольшого диаметра, минимальные габариты и масса станка, удобство обслуживания механизмов станка, удобство удаления опилок, эстетичный внешний вид и др.

Дальнейшая процедура выбора рациональной компоновочной схемы выполняется согласно методике, изложенной в п. 2.7.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение компоновки машины и сборочной единицы.
2. Как выполняется эскизная компоновка?
3. Что указывается на рабочей компоновке машины?

8. Компоновка валов и шпинделей

8.1. Общие положения

В зависимости от назначения валы подразделяются на простые, шпиндели и рабочие валы механизмов главного движения.

Простые валы - это валы, применяемые в различных передачах типа валов редукторов, вариаторов, открытых передач, цепных, зубчатых, ременных, валов конвейеров, транспортеров и т.д.

Механизмы главного движения в дереворежущих станках часто выполняют в виде рабочих валов и шпинделей.

Рабочим валом называют быстроходный вал станка, на котором режущий инструмент закреплен в промежутке между подшипниковыми опорами. Вал закрепляется на станине без регулировочных перемещений.

Шпиндель - быстроходный вал станка, на котором режущий инструмент закреплен на его консольной части. Шпиндели, как правило, имеют настроечные перемещения.

Наиболее характерными являются три конструктивные схемы механизмов главного движения станков (рис. 41):

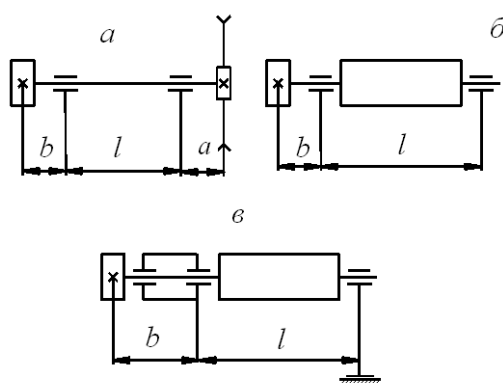


Рис. 41. Схемы механизмов главного движения: *a* – шпиндель; *б, в* – ножевой вал

- шпиндель на двух опорах с консольно расположенным режущим инструментом (рис. 41, *a*). Применяется при длине консоли $a = 230$ мм;

- ножевой вал на двух опорах с инструментом, расположенным между опорами (рис. 41, *б*);

- шпиндель на трёх опорах, из которых две стационарные, а одна правая - съёмная (поддерживающая), режущий инструмент расположен между стационарной и съёмной опорами (рис. 41, *в*).

Для определения размеров, указанных на рис. 40, а также для выполнения расчетов вала делают эскизную компоновку узла (рис 42). Компоновка должна обеспечить удобную сборку и разборку узла, условия смазки, а также достаточную жесткость узла действию внешних сил и точность работы режущего инструмента.

При компоновке делается эскизный чертеж шпинделя без подробного вычерчивания деталей. На эскизе проставляются размеры деталей, зазоров, формирующих

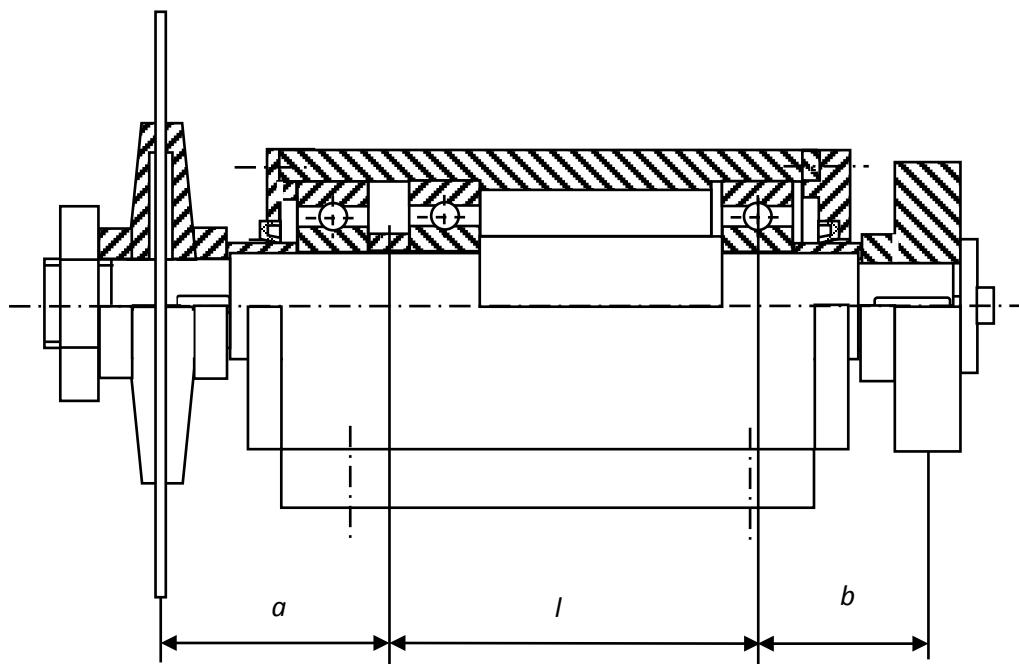


Рис. 42. Компоновка шпинделя

длину каждой консоли. Указанные размеры задаются конструктивно с учетом размеров существующих конструкций. Длину ступицы, например, назначают $(1,5-2)d$, длину шеек под подшипники качения — $(0,3-0,5)d$, длину шеек под подшипники скольжения — $(0,8-1,0)d$, где d — диаметр вала в шейке подшипника (задается пока приближенно). Путем сложения назначенных размеров находят длины консолей a и b , которые должны быть по возможности минимальными.

Расстояние между подшипниковыми опорами принимается равным $l \geq 2a$. После назначения длин элементов вала его диаметр в шейке подшипника рассчитывается.

8.2. Расчет валов и шпинделей

Количественная оценка надежности работы валов и шпинделей ведется с учетом их циклической прочности, жесткости и виброустойчивости. Методики расчета ва-

лов и шпинделей изложены в специальной литературе по деталям машин. Ниже приведены основные положения расчета.

8.2.1. Напряжения в валах

Основным видом напряжений, действующих в валах при их кручении и изгибе, являются касательные и нормальные напряжения. Во вращающемся вале эти напряжения переменные, величина их периодически меняется от наименьшего значения σ_{\min} до наибольшего σ_{\max} (рис. 43).

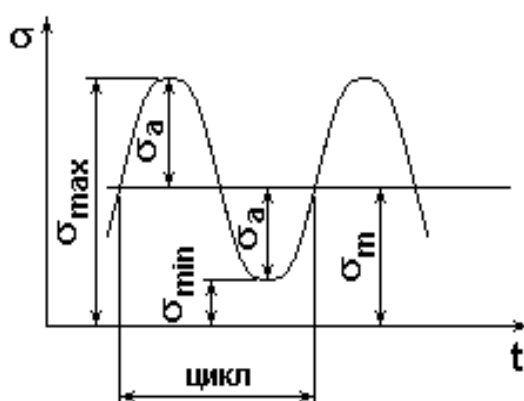


Рис. 43. Изменение напряжений

Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (78)$$

Амплитуда переменных напряжений:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (79)$$

Цикл называется симметричным, если σ_{\min} и σ_{\max} равны по величине, но противоположны по знаку.

Коэффициентом асимметрии цикла называют отношение

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}.$$

Для асимметричного цикла $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ и $r = -1$, тогда среднее напряжение $\sigma_m = 0$, а амплитуда напряжения

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - (-\sigma_{\min})}{2} = \sigma_{\max} = \sigma_{\min} \quad (80)$$

Приведенные соотношения справедливы и для касательных напряжений τ .

8.2.2. Предел выносливости сталей

Наибольшее переменное напряжение, при котором материал, не разрушаясь выдерживает неограниченное число циклов, называется пределом выносливости.

Предел выносливости обозначается для симметричного цикла σ_{-1} (для этого цикла коэффициент асимметрии $r = -1$). За базу испытания для сталей принимают 10^7 циклов.

Пределы выносливости некоторых сталей, применяемых для валов приведены в табл. 17 [30, 31].

Таблица 18

Механические свойства сталей

Марка стали	Термообработка	σ_B , МПа	σ_T , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
45	Закалка	660	440	330	157
50	Закалка	740	540	340	167
40X	Закалка	940	780	470	240
50X	Закалка	1150	880	580	260
38X2МЮА	Закалка	880	730	420	250

Для других марок сталей можно пользоваться следующими приближенными соотношениями:

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,6) \cdot \sigma_B, \quad \tau_{-1} \approx (0,4 \div 0,7) \cdot \sigma_{-1}.$$

Конструкционные стали 45, 50, 40X с поверхностной закалкой ТВЧ до твердости HRC₃ 48-55 применяют как для редукторных валов, так и для шпинделей. Для шпинделей сложной формы применяется сталь 50X с объемной закалкой до твердости HRC₃ 52-58. Для шпинделей высокоточных станков, с целью уменьшения деформаций, применяют азотируемые стали 38X2МЮА, 38ХВФЮА с закалкой до твердости HRC₃ 58-60.

8.2.3. Запас прочности валов

В уточненном расчете на циклическую прочность определяется расчетный коэффициент запаса прочности n в опасных сечениях вала. Опасными сечениями считаются те, в которых действуют наибольшие изгибающие и крутящие моменты, и в которых имеются концентраторы напряжений: галтели в переходах с одного диаметра на другой, проточки, отверстия, канавки шпоночные, шлицы и т.д.

Общий коэффициент запаса прочности определяется по уравнению:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \leq [n], \quad (81)$$

где n_σ - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \varepsilon} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (82)$$

n_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \varepsilon} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (83)$$

где k_σ и k_τ - коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении (рис. 44, табл. 19 - 22);

β - коэффициент упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением (закалка, азотирование, цементация и др.), $\beta \approx 1,5-2,0$;

ε - коэффициент, учитывающий влияние масштабного фактора (для углеродистой стали с увеличением диаметра вала от 15 мм до 100 мм значение ε убывает от 0,95 до 0,70);

ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла (табл.

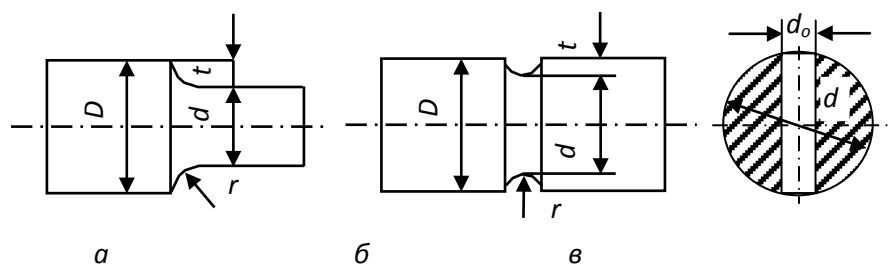


Рис. 44. Основные концентраторы напряжений:

а - галтель; б - кольцевая канавка; в - поперечное отверстие

23).

Выбор запаса прочности при расчетах на циклическую прочность зависит от точности определения усилий и напряжений в валах. При повышенной точности определения напряжений принимают запас прочности $n = 1,3...1,4$.

Для обычной мощности, а также пониженной точности определения напряжений $n = 1,5...3,0$.

Таблица 19

**Коэффициенты концентрации напряжений
в ступенчатом переходе с галтелью**

Напря- женное состояние	σ_{θ} , МПа	При отношении r/d									
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	
		При отношении $t/r = 1$					При отношении $t/r = 2$				
	500	1,35	1,45	1,65	1,60	1,45	1,55	1,80	1,80	1,75	
Изгиб	700	1,40	1,50	1,70	1,70	1,55	1,60	1,90	1,95	1,90	
K_{σ}	900	1,45	1,55	1,80	1,80	1,65	1,65	2,00	2,05	2,00	
	1200	1,50	1,60	1,90	1,90	1,80	1,70	2,15	2,25	2,20	
Кручение		При отношении $t/r = 1$					При отношении $t/r = 2$				
K_{τ}	700	1,30	1,35	1,45	1,45	1,40	1,40	1,60	1,60	1,60	
	1200	1,30	1,40	1,50	1,55	1,50	1,45	1,70	1,70	1,75	

Таблица 20

**Коэффициенты концентрации напряжений для валов
в месте кольцевой канавки**

Напря-	σ_{θ}	При отношении r/d
--------	-------------------	---------------------

женное состояние	МПа	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05
		При отношении $t/r = 2$					При отношении $t/r = 1$			
	500	2,35	2,25	2,15	–	–	2,15	2,05	1,95	1,85
Изгиб	700	2,50	2,40	2,30	–	–	2,25	2,15	2,10	1,95
K_σ	900	2,65	2,50	2,40	–	–	2,40	2,30	2,20	2,10
	1200	2,85	2,70	2,60	–	–	2,60	2,50	2,35	2,25
Кручение	500	1,70	1,60	1,50	1,40	1,20	–	–	–	–
K_τ	700	1,90	1,75	1,65	1,50	1,25	–	–	–	–
	900	2,10	1,95	1,80	1,65	1,30	–	–	–	–

Таблица 21

Таблица 22

Коэффициенты концентрации напряжений для валов в месте поперечного отверстия	Коэффициенты концентрации напряжений для валов в месте шпоночной канавки
---	---

$\sigma_{в},$ МПа	Отношение d_o/d			$\sigma_{в},$ МПа	K_σ	K_τ
	0,05-0,1	0,15-0,25	0,05-0,25			
	K_σ		K_τ			
≤ 700	2,00	1,80	1,75	500	1,6	1,4
900	2,15	1,90	1,90	600	1,75	1,5
≤ 1000	2,30	2,10	2,00	700	1,9	1,7
				800	2,0	1,9
				1000	2,3	2,2

8.4. Конструирование подшипниковых узлов

Выбор типа подшипника. При выборе типа подшипника необходимо учитывать их стоимость. Самыми дешевыми считаются шариковые радиальные подшипники легкой серии.

Для подавляющего большинства механизмов общего машиностроения обычно используют подшипники класса точности 0, но если требуется повышенная точность вращения вала, то следует выбирать подшипники более высокого класса 6, 5, 4 или 2.

Подшипниковый узел – источник шума. Для уменьшения шума быстроходных шпинделей рекомендуется применять подшипники высокого класса точности.

Радиальный шариковый однорядный подшипник – самый дешевый подшипник и поэтому находит широкое применение в машиностроении. Этот подшипник воспринимает радиальную, радиальную и осевую одновременно или чисто осевую нагрузку. Обеспечивает осевое фиксирование вала в двух направлениях. Допускает перекося колец до $1/4^\circ$. Подшипник хорошо работает при высокой частоте вращения.

Радиальный шариковый двухрядный сферический подшипник воспринимает главным образом радиальную нагрузку. Осевую нагрузку воспринимает, но только незначительной величины. При незначительной осевой нагрузке может фиксировать вал от осевых смещений в двух направлениях. Подшипник допускает перекося колец до 2° . Этот тип подшипника применяется в ножевых валах фуговальных и рейсмусовых станков.

Радиально-упорный шариковый подшипник может воспринимать одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузку или чисто осевую нагрузку. Подшипник хорошо работает при высокой частоте вращения. Подшипники этого типа устанавливают парными комплектами, при этом одноименные торцы наружных колец (узкие или широкие) должны быть обращены друг к другу. Это позволяет фиксировать вал в обоих осевых направлениях.

При высокой радиальной нагрузке в шпиндельных узлах применяют также роликовые радиальные или радиально-упорные подшипники [34]. При этом следует учи-

тывать, что шариковые подшипники обеспечивают большую точность и частоту вращения, а роликовые – большую грузоподъемность и жесткость.

Соосность посадочных мест. Для предотвращения перекоса колец подшипника и перегрузки его тел качения цилиндрические поверхности посадочных мест под подшипники должны быть соосны. Это достигается просто, если подшипниковые опоры размещаются в общем корпусе. Если используется два корпуса, то их сначала фиксируют на станине штифтами, а затем отверстия под наружные кольца подшипников растачивают с одной установки за один проход. Использование двух корпусов без дополнительной расточки возможно в случае установки в них сферических самоустанавливающихся подшипников.

Посадочные места на валах всегда должны вытачиваться на станке с одной установки.

Жесткость и прочность деталей подшипникового узла достигается при использовании следующих рекомендаций. Нагрузки, действующие на опоры, не должны вызывать в стенках корпусов и валах прогибов, способных привести к нарушению соосности. Для этого стенки корпусов с расточками под наружные кольца подшипников должны иметь достаточную толщину.

Высота заплечиков на валах и в отверстиях корпусов должна быть достаточной для восприятия осевых нагрузок. Торцовые крышки должны быть достаточно жесткими, чтобы предотвращать нарушение положения подшипника.

Для обеспечения нормальной сборки и разборки подшипникового узла необходимо предусмотреть фаски на конце шейки вала и расточки у корпуса. В конструкции узла должна быть предусмотрена возможность применения съемников для снятия подшипника. Для этого в корпусах и на валах выполняются специальные пазы под лапы съемников, расположенные под углом 120° (рис. 48, а).

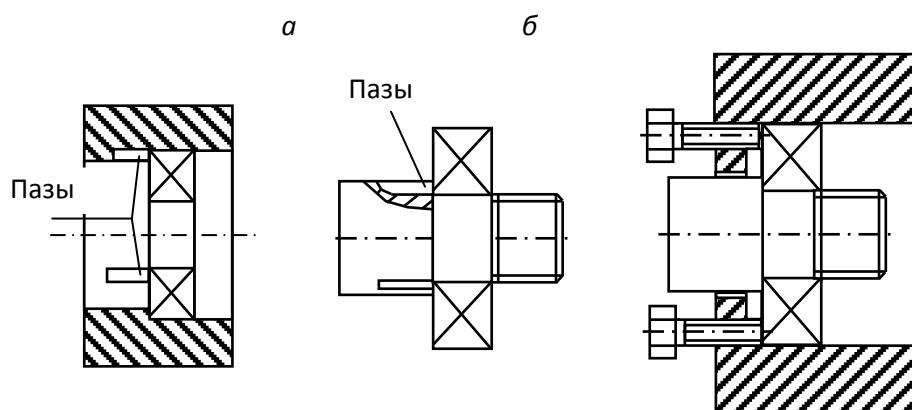


Рис. 48. Способы съема подшипника:

а – съемником, установленном в пазы;

В глухих корпусах следует предусмотреть резьбовые отверстия, через которые с помощью болтов подшипник можно выпрессовать из корпуса (рис. 48, б).

Фиксация подшипников. Валы должны удерживаться подшипниками от осевых смещений, т.е. должны быть зафиксированы в осевом направлении относительно корпуса. Фиксирование подшипников в корпусе осуществляется по одной из четы-

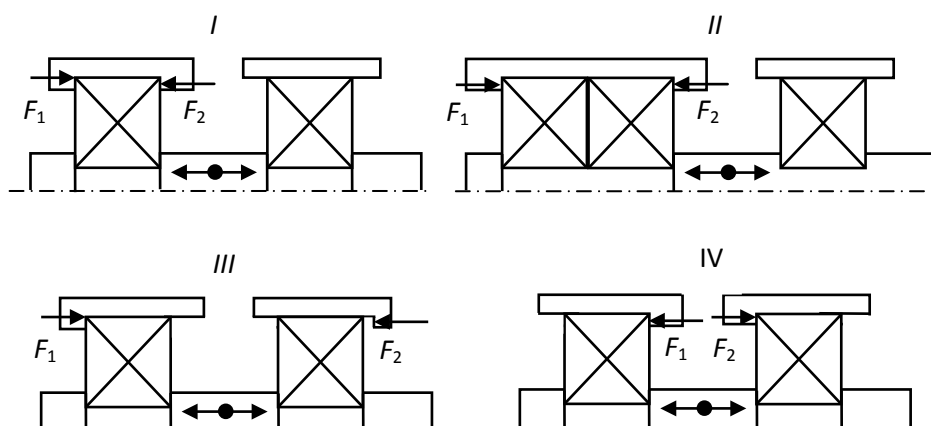


Рис. 49 Схемы фиксации подшипников в корпусе:

рех схем, приведенных на рис. 49.

Схема I. В корпусе фиксируется с обеих сторон наружное кольцо одного подшипника. Вторая опора является скользящей (плавающей) не зафиксированной в осевом направлении. Такая

конструкция позволяет компенсировать тепловое удлинение деталей узла. Удлинение вала при нагревании равно, мм:

$$\Delta l = 1,17 \cdot 10^{-5} (t_2 - t_1) l ,$$

где t_2 – рабочая температура вала, °С;

t_1 – температура окружающей среды, °С;

l – длина вала, мм.

Требуемый осевой зазор создается с помощью набора мерных прокладок, устанавливаемых между торцовыми поверхностями корпуса и фланцев крышек. Обычно осевой зазор составляет около 0,5 мм.

При использовании схемы I жесткость вала радиальная, осевая и угловая получается небольшой. Кроме того, затрудняется расточка корпуса, т.к. исключается возможность его обработки с одной установки.

Схема II. В фиксирующей опоре устанавливается два подшипника, которые при регулировании позволяют исключить радиальную и осевую игру вала. Сдвоенный подшипник значительно увеличивает угловую жесткость вала. Однако конструкция подшипникового узла усложняется.

Схема III. Внешние торцы подшипников упираются в торцы крышек или других деталей корпуса. Обеспечивается фиксация в распор. Схема конструктивно проста и находит широкое применение при коротких и жестких валах.

Схема IV. Эта схема обеспечивает осевую фиксацию вала в растяжку. Она исключает заклинивание вала при его нагревании, однако такая схема конструктивно сложна и применяется сравнительно редко.

В конструкциях шпинделей наиболее часто применяются схемы I и II, в которых фиксируется обычно опора, ближняя к режущему инструменту. В ней устанавливается один или два подшипника. Другая подшипниковая опора, расположенная около шкива или муфты, делается "плавающей".

Предварительный натяг подшипников. Предварительный натяг обязательно создается в спаренных радиально-упорных подшипниках. Предварительный натяг создается следующими основными способами [34]:

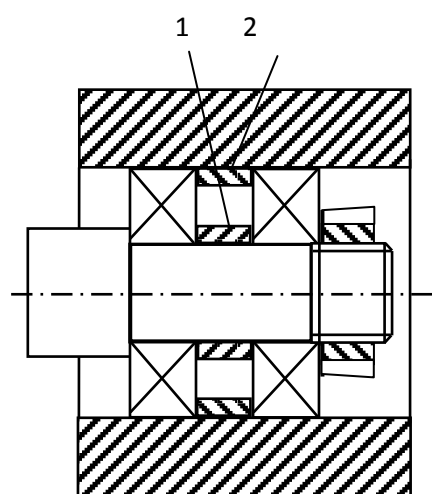


Рис. 50. Создание натяга дистанционными втулками

– затяжкой подшипников на мерное осевое смещение наружных колец относительно внутренних;

– затяжкой подшипников до получения определенного момента сопротивления вращению;

– приложением к подшипникам постоянной осевой силы (пружинный натяг).

Для реализации указанных способов известно много конструктивных решений.

При первом способе, например, между внутренними и наружными кольцами парных подшипников устанавливают дистанционные втулки 1 и 2 (рис. 50) неравной длины. При сжатии колец подшипников в осевом направлении в системе возникает натяг, определяемый разностью a длин втулок. Указанное значение для быстроходных валов принимают равным $a = 0,05-0,07$ мм.

Крепление подшипников. Торцовые поверхности колец подшипника являются базирующими. Они определяют положение

ние подшипника относительно оси вала (отверстия). От положения этих поверхностей зависит степень перекоса колец. При значительном перекосе колец подшипник быстро изнашивается и выходит из строя. Для предотвращения перекоса кольца подшипников надо точно базировать по их торцам.

Кольца подшипников имеют небольшую жесткость. При запрессовке подшипника на вал из-за неравномерности приложения внешних сил и сил трения внутреннее кольцо деформируется. Чтобы выправить положение подшипника его внутреннее кольцо надо довести до заплечиков вала и плотно прижать к ним.

Таким образом, внутренние кольца подшипников запрессовываются до упора в заплечики вала. Очевидно, что заплечики должны быть строго перпендикулярны к оси посадочной шейки вала.

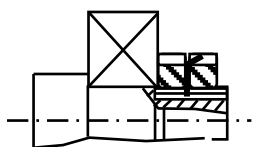
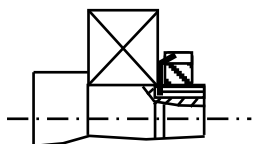
Тип посадки внутреннего кольца при сборке зависит от класса точности подшипника. Для подшипников классов точности 0 и 6 посадочное место вала обрабатывается с основным отклонением $k6, m6, n6$.

Кроме того, внутреннее кольцо подшипника должно быть зафиксировано на вале от осевого смещения. Основные способы крепления подшипника на вале приведены в табл. 30.

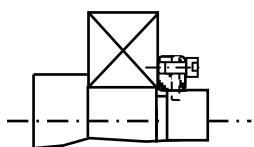
Таблица 30

Способы крепления подшипников на валу

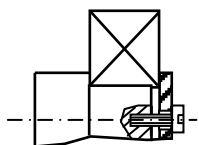
Эскиз	Способ крепления
	Круглой гайкой и стопорной шайбой. Язычок шайбы вводят в паз вала, а один из наружных зубцов отгибают в прорезь круглой гайки



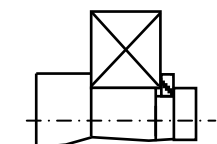
Двумя круглыми гайками, одна из которых выполняет роль контргайки. Между гайками устанавливают стопорную гайку. Наружные зубцы шайбы отгибают в один из пазов каждой гайки.



Упругой гайкой, имеющей радиальную прорезь для стопорения затяжным винтом



Упорной плоской шайбой



Пружинным стопорным кольцом, вставленным в проточку на валу. Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках

Упорные заплеики на валах и в отверстиях корпусов должны иметь достаточную высоту, чтобы кольца подшипников

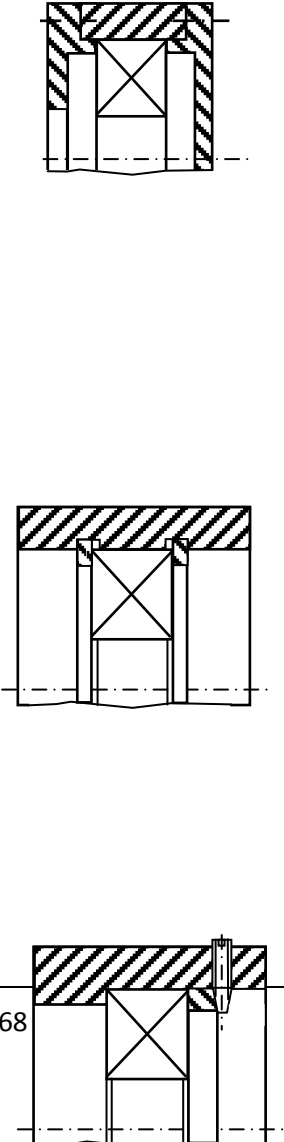
имели хорошую опорную поверхность. Если величину фаски колец подшипника обозначить r , то высоту заплечиков t приблизительно можно принять $t \approx 2r$.

Отверстия корпусов под подшипники шпинделей и быстроходных валов должны выполняться с основным отклонением $H7$.

Основные способы крепления подшипников в корпусе приведены в табл. 31.

Таблица 31

Способы крепления подшипников в корпусе

Эскиз	Способ крепления
	<p>С помощью глухих или сквозных фланцевых крышек, устанавливаемых в разъемном или неразъемном корпусе</p> <p>1. Пружинными стопорными кольцами, вставленными в проточки неразъемного корпуса. Крепление применяют при незначительных осевых нагрузках.</p> <p>2. Упорными кольцами, устанавливаемыми в проточках разъемного корпуса. Упорное кольцо может состоять из двух половин или иметь прорезь шириной несколько больше диаметра вала, чтобы можно было снять кольцо без демонтажа подшипника</p>

	Винтом с конусным концом, прижимающим распорную втулку к наружному кольцу подшипника
--	--

8.5. Смазка подшипников

В технической системе "шпиндель" устройства и способы подведения смазывающего материала к трущимся поверхностям выделяются в отдельную подсистему смазки.

Эта подсистема взаимодействует с объектом смазки и состоит из совокупности смазывающего материала и устройства, реализующего конкретный способ подведения смазки к объекту. При этом для каждого объекта смазки может быть создана отдельная подсистема смазки. При функционировании шпинделя подсистема смазки оказывает влияние на величину КПД, коррозию его деталей, уровень шума, создаваемого подшипниками, долговечность и надежность. Работа шпинделя без смазки невозможна.

Подсистема смазки отличается динамическими свойствами. С течением времени смазывающий материал высыхает, густеет, уменьшается в объеме, в нем накапливаются продукты износа. Поэтому периодически приходится смазывающий материал заменять. При этом известно, что система "шпиндель" работает неудовлетворительно, когда смазывающего материала подается к подшипникам качения **и мало, и много**. Когда смазки в подшипниках мало, то происходит их быстрый износ, повышается уровень шума. Если смазки в подшипниках много, то повышается момент сопротивления вращению вала, увеличиваются потери мощности, подшипник нагревается.

Таким образом, подсистема смазки должна обеспечить и поддерживать оптимальный режим работы подшипников качения шпинделя. Влияние смазки на работу шпинделя и его надежность не меньше, чем влияние конструктивных форм и размеров деталей. Смазку надо рассматривать как один из элементов конструкции.

8.5.1. Смазывающие материалы

Подшипники могут работать на жидкой или пластичной смазке. В качестве **жидкой смазки** используются различные масла: промышленные марок И-5А, И8А, ..., И-100А, авиационные МС-14, МС-20, турбинные Т₂₂, Т₃₀, турбинные масла с присадками Т_п-22 и др.

В состав **пластичных смазок** входят жидкие масла и твердые загустители. Мельчайшие твердые частицы загустителя, сцепляясь друг с другом, образуют каркас, заполненный жидким маслом. Загустители в виде мыла могут быть трех типов: кальциевые, натриевые и литиевые. Для смазки подшипников качения используют следующие пластические материалы:

на кальциевых загустителях – солидол синтетический по ГОСТ-4366-76, солидол С, пресс-солидол, солидол жировой по ГОСТ-1033-79, солидолы УС-1 и УС-2, униол-1, ЦИАТИМ-221 по ГОСТ-9433-80;

на натриевых загустителях – смазка автомобильная по ГОСТ9432-60;

на литиевых загустителях – литол-24 по ГОСТ-21150-87, смазка ВНИИ НП-242 по ГОСТ-18142-80, фиол-1, фиол-2 и др.

8.5.2. Выбор типа смазки

На основании опыта эксплуатации подшипниковых узлов установлено, что при выборе типа смазки следует учитывать такие факторы, как размеры подшипника и частоту его вращения, величину нагрузки на подшипник и температуру.

При окружной скорости вращающегося кольца подшипника $V < 5$ м/с можно применять как жидкие, так и пластичные смазки. При больших окружных скоростях рекомендуется применять жидкие смазки. При этом, чем выше окружная скорость, тем меньше должна быть вязкость жидкой смазки.

Масляная пленка, обволакивающая шарики и дорожки колец подшипника, должна быть устойчива к действию нагрузки. Устойчивость (прочность) пленок повышается с увеличением вязкости масел или консистентности пластичных смазок. Поэтому чем выше нагрузка, тем большей вязкостью (консистентностью) должны обладать применяемые масла (смазки).

Для подшипников, работающих при низких температурах (ниже 0°C), следует выбирать жидкие смазки. Для подшипников, работающих при 70-80°C жидкие смазки должны обладать повышенной вязкостью, а пластичные – повышенной консистентностью.

Для подшипниковых узлов фрезерных и четырехсторонних продольно-фрезерных станков существуют такие рекомендации: если диаметр наружного кольца под-

шипника $D = 22 - 240$ мм, частота вращения $n < 80\%$ предельной частоты вращения, отношение нагрузки на подшипник P (Н) к его динамической грузоподъемности C (Н) $P/C < 0,1$ и рабочей температуре подшипника 50°C , то следует применять пластичную натриевую или литиевую пластичную смазку. Подшипники заправленные указанной смазкой могут работать без дозаправки в течение 150-200 ч для фрезерных станков и 300-500 ч для продольно-фрезерных станков [34].

8.5.3. Устройства для смазки

Устройства на пластичной смазке. Подшипники заправляются пластичной смазкой при сборке подшипникового узла. Необходимый объем смазки можно определить по формуле, см3:

$$V = fBD_o^2 / 1000,$$

где f – коэффициент заполнения, при $d = 40-100$ мм $f = 1$;

D_o – средний диаметр подшипника, мм;

B – ширина подшипника, мм.

Излишнее количество пластичной смазки вызывает нагрев подшипника при работе.

Для добавления пластичной смазки подшипниковый узел должны быть снабжен пресс-масленкой или колпачковой масленкой. При использовании пресс-масленки смазка продавливается до подшипника шприцем. В колпачковую масленку смазка закладывается сверху, а затем продавливается винтом, который ввертывается в колпачок.

Устройства на жидкой смазке. В подшипниковых узлах наиболее часто используются следующие системы смазки: масляной ванной, фитилями, винтовыми канавками, коническими насадками, масленками, распылением, разбрызгиванием.

Смазывание в масляной ванне применяется для подшипников, посаженных на горизонтальном вале. При частоте вращения вала $n < 3000$ мин⁻¹ уровень масла должен доходить до середины нижнего шарика (ролика) подшипника, а при большей частоте вращения уровень масла должен быть ниже указанного. При $n \geq 3000$ мин⁻¹ смазка подшипников в ванне недопустима из-за больших энергетических потерь на перемешивание масла.

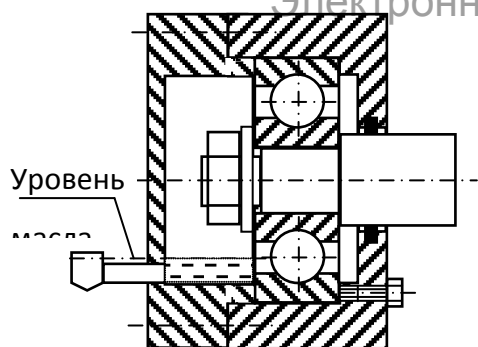


Рис. 51. Смазка подшипника в масляной ванне

Для поддержания заданного уровня масла в крышке делается отверстие для заливки нового масла, а в корпусе – для слива отработанного масла (рис. 51).

Фитильное смазывание применяется как в горизонтальных (рис. 52), так и в вертикальных быстроходных шпинделях, где требуется дозированная подача масла.

Устройство для смазки состоит из фетровой кольцевой прокладки, которая периодически пропитывается маслом,

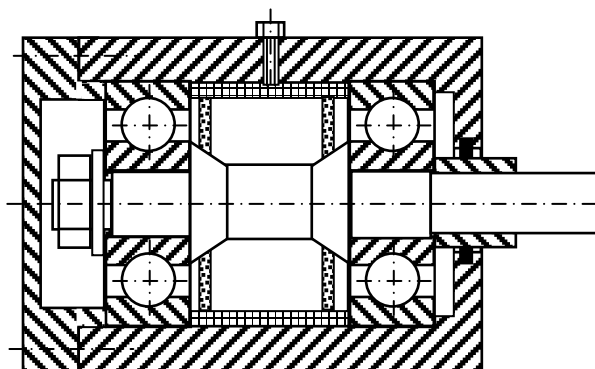


Рис. 52. Смазка при помощи фитилей

подаваемом через отверстие в верхней части корпуса. К прокладке прикреплены два кольцевых фитиля, которые соприкасаются с коническими поверхностями вала. Прокладка и фитили не только проводят масло, но и фильтруют его.

При работе капельки масла, поступающие на конические поверхности вала, под действием центро-

бежных сил отбрасываются по радиусу вращения вала. При этом центробежная сила, действующая на капельку, раскладывается на нормальную и касательную составляющую, которая перемещает капельку по конусной поверхности в сторону большего диаметра конуса, т.е. в сторону подшипника. Если в подшипник попадет несколько капелек масла, то этого достаточно на долгие часы работы.

Смазывание разбрызгиванием применяется в подшипниковых опорах горизонтальных валов, работающих с высокой частотой вращения. На валу возле подшипниковой опоры крепится диск, который на 1-5 мм погружается в масляную ванну. При вращении диск разбрызгивает капельки масла на стенки корпуса. Капельки, стекая по стенкам корпуса вниз, частично попадают в подшипник. При использовании данного способа смазки следует беспокоиться о том, чтобы масляная струя,

сходящая с диска, была не сильной и не залила подшипник.

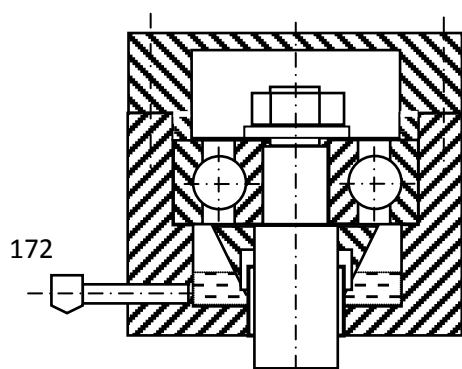


Рис. 53. Смазка конической насадкой

Смазывание подшипников насадками применяется в узлах с вертикальным расположением вала. Насадка в

виде конической чашки крепится на валу под подшипником и погружается в масляную ванну (рис. 53). При вращении конической чашки одна из составляющих центробежной силы, действующей на капельку масла, направлена в сторону большего диаметра чашки. В результате этого капли масла поступают из ванны к подшипнику. Смазывание насадками применяют при частоте вращения подшипников 8000-10000 мин⁻¹.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте характеристику подшипников, применяемых в опорах шпинделей.
2. Дайте характеристику четырех схем фиксации подшипников в корпусе подшипников.
3. Изобразите схемы установки подшипников с предварительным натягом.
4. Изобразите возможные схемы крепления подшипника на валу.
5. Изобразите возможные схемы крепления подшипника в корпусе подшипника.
6. Что собой представляет подсистема смазки шпинделя?
7. Сформулируйте требования, предъявляемые к смазке подшипниковых опор.
8. Какие смазывающие материалы применяются для смазки подшипниковых опор?
9. Какие устройства применяются для смазки подшипников маслом?

8.6. Окончательное конструирование валов

При эскизной компоновке шпинделя ориентировочно конструкция вала выбрана, определены размеры отдельных участков по длине и по диаметрам. На данной стадии конструирования необходимо окончательно определиться с конструкцией вала и деталей, посаженных на нем.

При конструировании вала учитывают требования к прочности, технологии изготовления и металлоемкость конструкции.

8.6.1. Конструирование по условию прочности

На вале могут встречаться такие элементы как шпоночные пазы, резьбы, сквозные поперечные отверстия под штифты или установочные винты, канавки и др. Эти элементы вызывают концентрацию напряжений в вале и уменьшают его усталостную прочность. Поэтому, если вал имеет небольшой запас усталостной прочности, следует избегать элементов, вызывающих концентрацию напряжений.

В местах пониженной усталостной прочности нежелательно выполнение проточек для выхода инструмента. В этом случае сопряжение двух диаметров вала лучше выполнять в виде галтели. Там, где это возможно, переход от одного диаметра к другому следует делать плавным с большим радиусом галтели [15].

Шпоночный паз, получаемый обработкой дисковой фрезой вызывает меньшую концентрацию напряжений, чем шпоночный паз, обработанный концевой фрезой, однако в последнем шпонка фиксируется более надежно.

Для осевого фиксирования нескольких деталей на валу рекомендуется использовать распорные втулки. В этом случае можно ограничиться одной-двумя резьбовыми соединениями на концах вала и снизить концентрацию напряжений.

Если размеры вала определяются не прочностью, а жесткостью или размерами подшипника, то запас усталостной прочности оказывается большой. В этом случае дополнительно стремиться к повышению прочности вала указанными способами нет необходимости, и главное внимание следует уделить технологичности вала.

8.6.2. Учет технологии изготовления и сборки

Требования к изготовлению. Конструкция вала должна быть технологичной для изготовления. Для этого в конструкции должны быть учтены следующие рекомендации.

Чтобы не увеличивать номенклатуру резцов, радиусы галтелей и углы фасок на одном вале должны быть по возможности одинаковыми.

Для выхода резьбонарезного и шлифовального инструмента в конструкции вала следует предусмотреть проточки. Ширину проточек тоже надо делать одного размера.

Если по длине вала имеется несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их следует размещать на одной образующей и выполнять одинаковой ширины. Это позволит обрабатывать шпоночные пазы с одной установки вала одной фрезой.

Длинные шпоночные пазы должны обрабатываться дисковой фрезой, так как производительность фрезерования ею выше, чем концевой фрезой. В этом случае в конструкции вала следует предусмотреть выход для дисковой фрезы.

Призматическая шпонка должна сидеть в пазу вала с натягом. Ширину паза следует принимать с допуском по $P9$. Поля допусков ширины шпоночного паза отверстия принимают следующие:

для неподвижного соединения неревверсивной передачи – J_s9 ;

для неподвижного соединения реверсивной передачи – $P9$;

для подвижного соединения – $D10$.

Поперечные отверстия в вале, если они необходимы, должны быть цилиндрическими или овальными, что позволит обработать их сверлом или концевой фрезой.

На поверхности, подлежащей шлифованию, выполнять продольные пазы нежелательно. Такую поверхность трудно шлифовать.

На торцах и ступенях участков вала следует делать фаски, облегчающие сборку и притупляющие острые кромки.

Требования к сборке. По технологии сборки к валу предъявляется одно требование: **вал должен иметь такую конструкцию, чтобы каждая сидящая на нем деталь проходила при сборке до места посадки без натяга.** Поэтому, если на вал с одной стороны устанавливается несколько деталей с натягом, то этот участок вала должен быть ступенчатым.

На рис. 54 показаны различные варианты установки на вал с натягом колеса и подшипника.

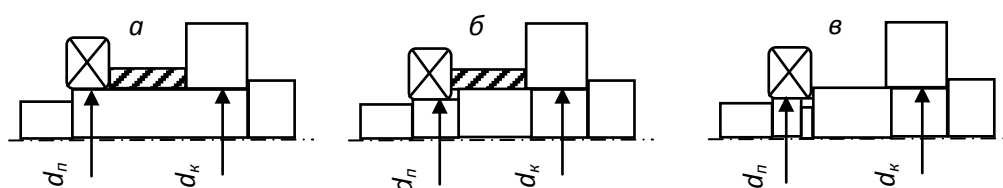


Рис. 54. Варианты установки деталей на вал

При установке деталей на гладкий участок вала (рис. 54, а) сборка узла затруднена. Путь запрессовки колеса большой, что делает сборку и разборку трудоемкой и приводит к искажению посадочной поверхности отверстия колеса. Кроме того, колесо деформирует поверхность вала и ослабляет посадку подшипника.

Вал, показанный на рис. 54, б, имеет для каждой детали свой участок. До места посадки детали свободно перемещаются вручную и не деформируют другие участки. Однако вал получается многоступенчатым, изготовление его трудоемко.

При исполнении вала по рис. 54, в колесо и подшипник упираются в буртики. В этом случае от распорной втулки можно отказаться и упростить конструкцию. Однако на посадочной поверхности под подшипник необходимо выполнить канавку для выхода шлифовального круга.

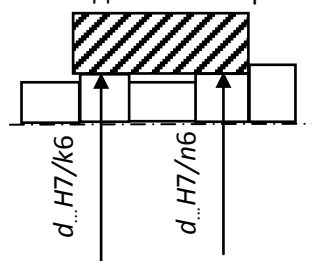


Рис. 55. Установки

длинной

втулки на вал

Если на вал устанавливается с натягом длинная втулка (рис. 55), то выполнять шейки вала разного диаметра нежелательно из-за неизбежной несоосности посадочных мест вала и втулки и значительных деформаций поверхностей при сборке. В этом случае обе шейки вала следует выполнить одного диаметра и ослабить натяг на первой по направлению сборки шейке.

8.6.3. Учет металлоемкости конструкции

Для уменьшения расхода металла и снижения трудоемкости обработки перепады диаметров ступеней вала должны быть минимальными. Однако низкие буртики не обеспечивают точного базирования детали. Этого можно добиться установкой упорных колец 2 (рис. 56).

Установкой пружинных колец 1 или разъемных врезных полуколец деталь можно зафиксировать на гладком вале.

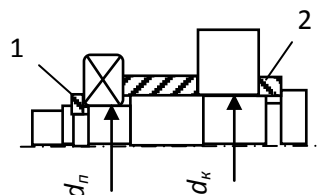


Рис. 56. Фиксация деталей кольцами

Значительное снижение расхода металла можно получить путем проектирования пустотелого вала с использованием при изготовлении толстостенных труб.

Призматическую шпонку после ее посадки в паз вала вынимать нежелательно. В связи с этим перепад диаметров должен быть таким, чтобы шпонка не мешала свободному проходу детали по валу.

Сегментные шпонки легко вставляются и вынимаются из шпоночного паза, поэтому, применяя их, можно уменьшить перепад диаметров участков вала.

9. Допуски и посадки

9.1. Общие сведения

Детали машин изготавливают по чертежам, на которых указаны форма поверхности детали, размеры, шероховатость и требования к точности изготовления. Размеры, поставленные на чертеже, называются **номинальными**.

Обработать деталь точно по номинальному размеру практически невозможно. Фактические размеры обработанной детали всегда отличаются от номинальных. Поэтому каждый номинальный размер ограничивают двумя **предельными размерами**: наибольшим и наименьшим. На чертеже вместо предельных размеров рядом с номинальным указывают два предельных отклонения, например,

$75^{+0,021}_{+0,02}$ мм, $175^{+0,40}$ мм, $75_{-0,040}$ мм, $175 \pm 0,02$ мм. Отклонения, равные нулю не указывают [35].

Действительным отклонением называется алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами. **Предельное отклонение** – алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Одно предельное отклонение из двух называется верхним, а другое – нижним. Графически отклонение откладывают относительно горизонтальной нулевой линии. **Нулевая линия** – линия, соответствующая номинальному размеру. Одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее от нулевой линии, называют **основным отклонением**. Для валов и отверстий установлено (ГОСТ 25346-82) по 28 основных отклонений. Условно они обозначаются буквами латинского алфавита: для валов – строчными буквами, для отверстий – прописными.

Зону (поле), ограниченную верхним и нижним отклонением, называют **полем допуска**. Оно характеризуется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. Допуск характеризует точность изготовления детали, а положение поля допуска определяет тип посадки при сборке деталей.

Допуски и посадки нормализованы государственными стандартами, входящими в две системы: ЕСДП – "Единая система допусков и посадок" (ГОСТ 25346-82, 85347-82, 25348-82) и ОНВ – "Основные нормы взаимозаменяемости" (ГОСТ 25670-83). ЕСДП распространяется на допуски размеров гладких элементов деталей и на посадки, образуемые при соединении этих деталей. ОНВ регламентирует допуски и посадки шпоночных, шлицевых, резьбовых и конических изделий.

Классы (уровни, степени) точности в ЕСПД названы квалитетами. **Квалитет** (степень точности) – ступень градации значений допусков системы. С увеличением номера квалитета допуск для всех номинальных размеров также растет.

В ЕСПД установлено 19 квалитетов, обозначаемых порядковым номером: 01; 0; 1; 2; 3;...16; 17. Точность размера убывает от квалитета 01 к квалитету 17.

Для нужд деревообрабатывающей промышленности разработан дополнительно квалитет с номером 18 и допуском IT18. ГОСТ 6449.1-82 "Изделия из древесины и древесных материалов. Допуски и посадки" устанавливает девять квалитетов с 10 по 18.

Поле допуска вала или отверстия указывают после номинального размера буквой основного отклонения и номером квалитета. Например, 45h7 означает вал диаметром 45 мм 7-го квалитета.

Характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов, называется **посадкой**. Различают посадки с зазором, с натягом и переходные. Пример обозначения – H7/h6.

9.2. Расчет допуска квалитета

Допуск квалитета условно обозначают буквами *IT* с номером квалитета, например, *IT6* – допуск 6-го квалитета.

Допуски в квалитетах 5-17 определяют по формуле

$$ITq = ai, \quad (132)$$

где q – номер квалитета;

a – число единиц допуска;

i – значение единицы допуска, мкм, зависящее от номинального размера.

Количество единиц допуска a для квалитетов с 5 по 17 приведено ниже:

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Значение единицы допуска для размеров 1...500 мм находят по табл. 32 или по формуле, мкм:

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_c}, \quad (133)$$

где D_c – среднее геометрическое граничных значений интервала номинальных размеров, мм.

Все номинальные размеры в ЕСДП разбиты по интервалам, которые читаются в границах "свыше...до". Основные интервалы размеров, мм, приведены ниже:

10...3; 3...6; 6...10; 10...18; 18...30; 30...50; 50...80; 80...120; 120...180;
180...250; 250...315; 315...400; 400...500; 500...630; 630...800;
800...1000; 1000...1250; 1250...1600; 1600...2000; 2000...2500;
2500...3150; 3150...4000; 4000...5000; 5000...6300; 6300...8000;
8000...1000.

Величина

$$D_c = \sqrt{D_{\min} D_{\max}}, \quad (134)$$

где D_{\min} , D_{\max} – соответственно наименьшее и наибольшее граничное значение интервала номинальных размеров, мм.

Таблица 32

Значения единицы допуска i , мкм, для интервалов номинальных размеров от 1 до 500 мм

Интервалы		i	Интервалы		i
свыше	до		свыше	до	
-	3	0,6	80	120	2,2
3	6	0,75	120	180	2,5
6	10	0,9	180	250	2,9
10	18	1,1	250	315	3,2
18	30	1,3	315	400	3,6

30	50	1,6	400	500	4,0
50	80	1,9			

Пример 1. Вычислить допуск вала 7-го квалитета, если его номинальный размер равен 45 мм.

Решение. Размер 45 мм находится в интервале 30...45 мм. $D_{min} = 30$ мм,
 $D_{max} = 50$ мм.

Среднее геометрическое граничных значений интервала

$$D_c = \sqrt{30 \cdot 50} = 38,7 \text{ мм.}$$

Значение единицы допуска по формуле (132)

$$i = 0,45\sqrt[3]{38,7} + 0,001 \cdot 38,7 = 1,56 \text{ мкм.}$$

Для квалитета 7 количество единиц допуска $a = 16$.

Допуск вала по формуле (131)

$$IT17 = ai = 16 \cdot 1,56 = 24,9 = 25 \text{ мкм.}$$

Рассчитанные таким образом допуски квалитетов для номинальных размеров от 1 до 500 мм сведены в табл. 33.

9.3. Размерные цепи

Размерной цепью называется совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. С помощью размерных цепей решают конструкторские, технические, измерительные и другие задачи [23].

Размеры, входящие в размерную цепь, называют звеньями. Звенья обозначают прописными буквами с порядковыми цифровыми индексами. Например, для размерной цепи A звенья обозначают $A_1, A_2, \dots, A_\Delta$; для цепи B – $B_1, B_2, \dots, B_\Delta$.

Таблица 33

**Допуски квалитетов ЕСДП для основных валов
и отверстий, мкм**

Интервалы номинальных размеров	Квалитет по ЕСДП									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
До 3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250
Св. 3 до 6	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300
Св. 6 до 10	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360
Св. 10 до 18	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430
Св. 18 до 30	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520
Св. 30 до 50	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620
Св. 50 до 80	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740
Св. 80 до 120	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870
Св. 120 до 180	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000
Св. 180 до 250	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150
Св. 250 до 315	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300
Св. 315 до 400	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400
Св. 400 до 500	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550

Каждое звено цепи выполняет свою функциональную роль.
Различают следующие звенья.

Замыкающее звено (A_{Δ} , B_{Δ}) – звено размерной цепи, являющееся исходным при постановке задачи или получающееся последним в результате решения поставленной задачи.

Замыкающим звеном либо задаются, тогда оно считается исходным, либо его определяют при решении задачи.

Составляющее звено – звено размерной цепи, функционально связанное с замыкающим звеном.

Увеличивающее звено – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено увеличивается. Например, звено \bar{B}_1 размерной цепи B .

Уменьшающее звено – составляющее звено размерной цепи, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается. Например, звено \bar{A}_1 размерной цепи A .

Компенсирующее звено – составляющее звено размерной цепи, изменением которого достигается требуемая точность замыкающего звена.

Построение схемы размерной цепи начинают с изображения замыкающего звена в виде размерной линии со стрелками. По часовой стрелке от замыкающего звена располагают остальные звенья цепи. Если все звенья цепи образовали замкнутый контур, то схема цепи построена правильно.

Пример. Построить схему размерной цепи фрезерного блока, состоящего из набора фрез колец и прокладок и предназначенного для обработки прямых ящичных шипов (рис. 57).

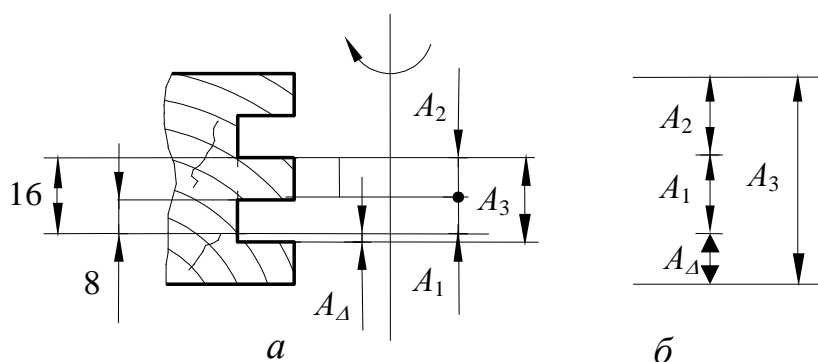


Рис. 57. Расчетная схема:

a – параметры фрезерного блока и профиля изделия;

b – размерная цепь

Зубья фрезы всегда имеют торцовое биение. Величина торцового биения принимается за замыкающий размер. Так как шиповое соединение не должно иметь зазоров, то $A_{\Delta} = 0$.

По определению звенья A_1 и A_2 являются уменьшающими, а звено A_3 – увеличивающее.

Номинальный размер A_{Δ} замыкающего звена равен разности сумм номинальных размеров увеличивающих звеньев и номинальных размеров уменьшающих звеньев:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \vec{A}_i - \sum_{n+1}^{m-1} \vec{A}_i, \quad (135)$$

где m – число звеньев размерной цепи;

$m - 1$ – число составляющих звеньев;

n – число уменьшающих звеньев.

$$A_{\Delta} = A_3 - (A_1 + A_2) = 16 - (8 + 8) = 0.$$

Цепь (см. рис. 57, б) замкнута, следовательно схема изображена правильно.

Типы задач. С помощью теории размерных цепей решают два типа задач: прямую и обратную.

Задачу называют **прямой**, если по номинальному размеру и допуску (предельным отклонениям) замыкающего звена требуется определить номинальные размеры, допуски и предельные отклонения всех остальных звеньев размерной цепи. Прямая задача решается главным образом при конструировании изделия.

Задача называется **обратной**, если по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев требуется определить номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Обратная задача решается преимущественно при разработке технологических процессов изготовления и сборки изделия, ее называют задачей технолога.

Методы решения задач. Для решения прямых и обратных задач по достижению точности замыкающего звена применяют следующие методы:

- прямой взаимозаменяемости;
- неполной взаимозаменяемости;
- групповой взаимозаменяемости;
- метод регулирования;
- метод пригонки.

В случаях, когда допускается возможный выход за пределы допуска замыкающего звена, расчет выполняют вероятностным методом. Расчет размерных цепей, у которых должна быть обеспечена полная взаимозаменяемость, называют расчетом по методу максимума – минимума.

Решение обратной задачи методом полной взаимозаменяемости. Верхнее и нижнее отклонения звена A_i размерной цепи принято обозначать $E_s(A_i)$ и $E_i(A_i)$ соответственно.

По аналогии с формулой (131) можно записать

$$E_s(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n E_s(\vec{A}_i) - \sum_{n+1}^{m-1} E_i(\vec{A}_i), \quad (136)$$

$$E_i(A_\Delta) = \sum_{i=1}^n E_i(\vec{A}_i) - \sum_{n+1}^{m-1} E_s(\vec{A}_i), \quad (137)$$

Верхнее отклонение $E_s(A_\Delta)$ замыкающего звена равно разности суммы верхних отклонений увеличивающих звеньев и суммы нижних отклонений уменьшающих звеньев.

Нижнее отклонение $E_i(A_\Delta)$ замыкающего звена равно разности суммы нижних отклонений увеличивающих звеньев и суммы верхних отклонений уменьшающих звеньев.

Допуск замыкающего звена TA_Δ равен сумме допусков всех составляющих звеньев:

$$TA_{\Delta} = \sum_{n+1}^{m-1} TA_i. \quad (138)$$

Допуск TA_{Δ} можно уменьшить путем сокращения количества составляющих звеньев и допусков на их изготовление.

Пример. Провести расчет размерной цепи методом полной взаимозаменяемости по расчетной схеме, приведенной на рис. 56, и убедиться, что заданный зазор $A_{\Delta} = 0$ будет обеспечен.

Решение. 1. Для номинальных размеров назначаем предельные отклонения. В случае сопрягаемых поверхностей отклонения назначают по таблицам в соответствии с посадками и квалитетами. Для свободных размеров: для вала (минус) – ($IT12$, $IT13$, ..., $IT17$); для отверстия (плюс) + ($IT12$, $IT13$, ..., $IT17$); остальных $\pm IT14/2$.

В соответствии с ГОСТ 6449-76 в шиповых соединениях рекомендуется посадка $H13/k13$. Тогда размер проушин равен $8^{+0,22}$ мм, толщина шипа – $8^{+0,22}$ мм, шаг шипового соединения (как отверстия) – $16^{+0,27}$ мм.

С учетом торцевого биения фрезы размеры фрезерного блока назначим более точно: ширина фрезы (допуск принимаем по табл. 44 как для вала по 10 квалитету) – $8_{0,058}$ мм, толщина кольца (отверстие по 8 квалитету) – $8^{+0,22}$ мм, шаг фрезы (отверстие по 10 квалитету) – $16^{+0,07}$ мм.

2. Верхнее предельное отклонение для замыкающего звена по формуле (27):

$$E_s(A_{\Delta}) = 0,07 - (-0,058 + 0) = 0,128 \text{ мм.}$$

3. Нижнее предельное отклонение по формуле (136):

$$E_i(A_{\Delta}) = 0 - (0 + 0,022) = -0,022 \text{ мм.}$$

4. Допуск замыкающего звена по формуле (134):

$$TA_{\Delta} = 0,058 + 0,022 + 0,070 = 0,150 \text{ мм.}$$

Вывод. При назначенных размерах фрезерного блока торцевое биение фрезы возможно в пределах 0,150 мм, что вполне реально.

Решение прямой задачи методом полной взаимозаменяемости. При решении прямой задачи замыкающее звено называют исходным. Его размером и отклонениями предварительно задаются.

Прямую задачу часто решают способом допусков одного квалитета. Это означает, что все составляющие звенья изготавливают по одному квалитету точности.

Число единиц допуска замыкающего A_{Δ} может быть найдено по формуле

$$a = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{j=1}^{m-1} i}, \quad (139)$$

где i – значение единицы допуска, мкм, находится по уравнению (24) и табл. 43.

Допуски на составляющие звенья подбирают так, чтобы уравнение (30) выполнялось. Если это условие не выполняется, то изменяют допуск одного или двух звеньев, добиваясь удовлетворения уравнения (30).

Предельные отклонения для увеличивающих звеньев назначают как для отверстий, а для уменьшающих звеньев – как для основных валов.

Пример. Для фрезерного блока (см. рис. 41) предусмотрен зазор замыкающего звена A_{Δ} на торцовое биение зубьев фрезы. Допустимое биение находится в пределах 0...0,15 мм.

Требуется назначить допуску и предельные отклонения на составляющие звенья: ширины фрезы $\vec{A}_1 = 8$ мм, толщины кольца $\vec{A}_2 = 8$ мм и шага $\vec{A}_3 = 16$ мм.

Решение. 1. Находим номинальный размер A_{Δ} по формуле (26):

$$A_{\Delta} = 16 - (8 + 8) = 0 \text{ мм.}$$

2. Верхнее $E_s(A_{\Delta})$ и нижнее $E_i(A_{\Delta})$ отклонения замыкающего звена:

$$E_s(A_{\Delta}) = A_{\Delta \max} - A_{\Delta} = 0,15 - 0 = 0,150 \text{ мм;}$$

$$E_i(A_{\Delta}) = A_{\Delta \min} - A_{\Delta} = 0 - 0 = 0 \text{ мм.}$$

3. Допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = E_s(A_{\Delta}) - E_i(A_{\Delta}) = 0,15 - 0 = 0,150 \text{ мм} = 150 \text{ мкм.}$$

4. Значения единиц допуска i составляющих звеньев (см. табл. 43): 0,9; 0,9 и 1,1 мкм.

5. Среднее число единиц допуска по формуле (30):

$$a = \frac{150}{0,9 + 0,9 + 1,1} = \frac{150}{2,9} = 51,7.$$

Полученному значению ближе подходит квалитет 9 ($a = 40$) или 10 ($a = 64$). Все звенья размерной цепи не могут быть выполнены по одному квалитету.

Назначим предельные отклонения для увеличивающего звена $\bar{A}_3 = 16$ мм как для основного отверстия (H10): $E_s(A_3) = +0,070$ мм, $E_i(A_3) = 0$; а для уменьшающих звеньев h_{10} и h_8 – как для основных валов: $A_2 = 8_{-0,058}$ мм и $A_1 = 8_{-0,022}$ мм.

6. Пересчет верхнего и нижнего отклонений замыкающего звена (27), (28):

$$E_s(A_\Delta) = 0,070 - (-0,058 - 0,022) = 0,150 \text{ мм};$$

$$E_i(A_\Delta) = 0 - (0 + 0) = 0 \text{ мм}.$$

7. Допуск замыкающего звена $T(A_\Delta) = 0,15$ мм.

Если допуск квалитета q определяется по формуле (23), то допуск i -го звена размерной цепи

$$TA_i = ai.$$

Допуск замыкающего звена

$$TA_\Delta = \sum_{i=1}^{m-1} TA_i = a \sum_{i=1}^{m-1} i.$$

Отсюда можно найти число единиц допуска

$$a = \frac{TA_\Delta}{\sum_{i=1}^{m-1} i}, \quad (140)$$

где i – единица допуска.

По значению a выбирают квалитет составляющих звеньев.

Пример 4. На сборочном чертеже (рис. 58) показаны номинальные размеры деталей. При сборке необходимо обеспечить гарантированный торцовый зазор между деталями в пределах 0,5-0,682 мм.

Требуется назначить допуски и предельные отклонения собираемых деталей.

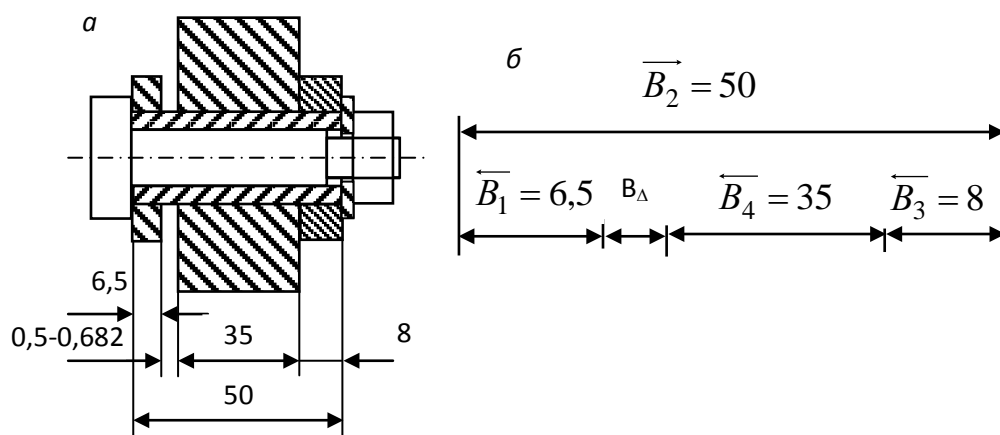


Рис. 58. Сборочная единица:

Решение. Для решения примера составим табл. 34 и занесем в нее результаты расчетов.

Таблица 34

Результаты расчетов размерной цепи

Звено B_i	Размер B_i , мм	Единица допуска i , мкм	Допуск TB_i , мкм		Квали- тет IT_q	Предельные откло- нения, мкм	
			по IT9	после кор- ректировки		$ES(B_i)$	$EI(B_i)$
$\overrightarrow{B_2}$	50	1,6	62	62	9	62	0
$\overleftarrow{B_1}$	6,5	0,9	36	22	8	0	-22
$\overleftarrow{B_3}$	8	0,9	36	36	9	0	-36

$\overleftarrow{B_4}$	35	1,6	62	62	9	0	62
Сумма		5	196	182			

Номинальный размер B_{Δ} замыкающего звена

$$B_{\Delta} = \sum_{i=1}^n \overrightarrow{B_i} - \sum_{n+1}^{m-1} \overleftarrow{B_i} = \overrightarrow{B_i} - (\overleftarrow{B_1} + \overleftarrow{B_3} + \overleftarrow{B_4}) = 50 - (6,5 + 8 + 35) = 0,5 \text{ мм.}$$

Верхнее ES и нижнее EI отклонение замыкающего звена

$$ES(B_{\Delta}) = B_{\Delta \max} - B_{\Delta} = 0,682 - 0,5 = 0,182 \text{ мм,}$$

$$EI(B_{\Delta}) = B_{\Delta \min} - B_{\Delta} = 0,5 - 0,5 = 0.$$

Допуск замыкающего звена

$$TB_{\Delta} = ES(B_{\Delta}) - EI(B_{\Delta}) = 0,182 - 0 = 0,182 \text{ мм.}$$

Единицы допуска номинальных размеров заносим в табл. 27, используя данные табл. 25.

Среднее число единиц допуска

$$a = \frac{TB_{\Delta}}{\sum_{i=1}^{m-1} i} = \frac{182}{5} = 36,4.$$

Ближайшее табличное значение $a = 40$ и соответствует качеству 9. Это значит, что подавляющее количество звеньев можно выполнить по $IT9$, но не все.

Используя табл. 26, заполняем колонку "Принятый по $IT9$ " и получаем сумму $\sum TB_i = 196 \text{ мкм.}$

Допуск замыкающего звена TB_{Δ} должен быть равен сумме допусков всех составляющих звеньев:

$$TB_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} TB_i.$$

Допуск замыкающего звена TB_{Δ} согласно расчетам равен 182 мкм. Заносим это число в расчетную таблицу и проводим корректировку значений TB_i некоторых

звеньев. Используя табл. 35 и 36 находим предельные отклонения звеньев. Эти размеры должны быть проставлены на чертеже.

Таблица 35

Система отверстия. Верхние ES и нижние EI

отклонения, мкм, основных отверстий в ЕСПД

Поле допуска отверстия	Отклонение отверстия	Интервал номинальных размеров основных отверстий, мм					
H6	ES/ EI	9/0	11/0	13/0	16/0	19/0	22/0
H7	ES/ EI	15/0	18/0	21/0	25/0	30/0	35/0
H8	ES/ EI	22/0	27/0	33/0	39/0	46/0	54/0
H9	ES/ EI	36/0	43/0	52/0	62/0	74/0	87/0
H10	ES/ EI	58/0	70/0	84/0	100/0	120/0	140/0
H11	ES/ EI	90/0	110/0	130/0	160/0	190/0	220/0
H12	ES/ EI	150/0	180/0	210/0	250/0	300/0	350/0
H13	ES/ EI	220/0	270/0	330/0	390/0	460/0	540/0
H14	ES/ EI	360/0	430/0	520/0	620/0	740/0	870/0

Таблица 36

Система вала. Верхние es и нижние ei

отклонения, мкм, основных валов в ЕСПД

Поле допуска вала	Отклонение вала	Интервал номинальных размеров основных отверстий, мм					
		0/9	0/11	0/13	0/16	0/19	0/22
h6	es/ ei	0/9	0/11	0/13	0/16	0/19	0/22
h7	es/ ei	0/15	0/18	0/21	0/25	0/30	0/35
h8	es/ ei	0/22	0/27	0/33	0/39	0/46	0/54
h9	es/ ei	0/36	0/43	0/52	0/62	0/74	0/87
h10	es/ ei	0/58	0/70	0/84	0/100	0/120	0/140
h11	es/ ei	0/90	0/110	0/130	0/160	0/190	0/220
h12	es/ ei	0/150	0/180	0/210	0/250	0/300	0/350
h13	es/ ei	0/220	0/270	0/330	0/390	0/460	0/540
h14	es/ ei	0/360	0/430	0/520	0/620	0/740	0/870

Контрольные вопросы

1. Какие размеры называют номинальными, фактическими, предельными?
2. Что такое предельное отклонение и поле допуска?
3. Что такое квалитет, сколько их установлено в ЕСПД?
4. Как определяется допуск квалитета?
5. Что такое размерная цепь? Какие различают звенья в размерной цепи?
6. Как решается прямая и обратная задача с помощью теории размерных цепей?

10. Компоновка механизмов подачи

10.1. Общие правила конструирования

Конструирование механизма подачи ведется на основе общей компоновки станка, расчетных размеров деталей и принятого деления конструкции на сборочные единицы. На данном этапе конструкция механизма подачи уточняется, обростает подробной проработкой узлов и деталей, проводятся более подробные расчеты размеров деталей. При этом стремятся сделать конструкцию более компактной, занимающей меньшее пространство, чем получено при общей компоновке машины. Это позволяет значительно снизить вес конструкции. По возможности сокращают длины валов, применяют такие крепежные детали, которые позволили бы уменьшать размер других деталей и т. п.

Улучшение компактности может быть достигнуто упрощением конструкции, а также изменением компоновки механизма подачи.

Расчетные размеры деталей при компоновке приходится изменять и округлять в соответствие с нормами, размерами применяемых подшипников. Если размеры ответственных деталей получаются меньшими, чем при предварительном расчете, необходимо выполнять проверочный расчет по новым размерам, чтобы определить, достаточен ли будет запас прочности. Если же размеры деталей получаются большими, то также выполняется проверочный расчет. Применения материалов повышенного качества, добиваются уменьшения размеров детали.

При конструировании механизма подачи выявляются конструктивные формы отдельных деталей. Конструктор должен предусмотреть в конструкции детали элементы, которые требуются по конструктивным и технологическим соображениям. Это канавки для выхода режущего инструмента, различные выточки, галтели, шпоночные канавки, отверстия для центровки и т. п. Если нагрузки на деталь значительны, то необходимо произвести проверочный расчет с учетом концентрации напряжений в опасных сечениях.

Основными руководящими документами для конструктора являются:

- альбомы и таблицы унифицированных узлов и деталей;
- заводские нормы часто применяющихся деталей;
- заводские нормы крепежных деталей;

– ГОСТы и ОСТы крепежных и других деталей.

Ориентировочное значение шероховатости поверхности детали находят по величине среднеквадратичной высоты микронеровностей, мкм:

$$h_{срк} = k\Delta, \quad (141)$$

где k – коэффициент пропорциональности ($k = 0,15 \dots 0,25$);

Δ – допуск на размер детали, мкм, т.е. разность между верхним и нижним предельными отклонениями размера.

По найденному $h_{срк}$ назначают шероховатость поверхности в соответствии с ГОСТ 2789-73.

Пример. На детали поставлен размер отверстия $\varnothing 100H8$.

Назначить шероховатость поверхности. По справочным таблицам находим предельные отклонения размера, а по ним – допуск на размер детали $\Delta = 54 - 0 = 54$ мкм. Среднеквадратичная высота микронеровностей $h_{срк} = k\Delta = 0,15 \cdot 54 = 8,1$ мкм. Назначаем шероховатость поверхности с параметром $R_a = 6,3$ мкм.

При проектировании необходимо стремиться к тому, чтобы в конструкции было как можно больше стандартных одинаковых размеров диаметров валов и отверстий, одинаковых посадок, резьб. Это позволит при изготовлении деталей пользоваться меньшим количеством измерительного инструмента.

Касаясь последовательности разработки рабочих чертежей оригинальных деталей, заметим, что в первую очередь следует конструировать внутренние детали узла, а затем – детали корпуса, облегающих узел. Это вызвано тем, что при проектировании внутренних деталей возможны изменения в их конструкции, что приводит к необходимости соответственного изменения корпусных деталей.

После определения конструкции и формы детали, подсчитывается ее чистая масса.

На основании изложенного выше следует, что **компоновка механизма подачи предполагает уточнение конструкции и размеров сборочных единиц и деталей и размещение их в объеме пространства, определенного по общей компоновке станка.**

10.2 Конструирование механизмов подачи

10.2.1. Общие сведения

Механизм подачи – одна из подсистем деревообрабатывающего станка, предназначенная для передвижения заготовки или режущего инструмента при осуществлении движения подачи в процессе резания.

При конструировании механизма подачи используется системный подход. Такой подход выражается в понимании самого механизма подачи как подсистемы системы "станок", а также в понимании процесса проектирования как системного по своей логике. Системный подход предполагает, что механизм подачи как целое состоит из взаимосвязанных элементов. Отсюда отрицание элементарного подхода, неверно ориентирующего при синтезе на простое объединение "сосуществование" независимых элементов. Системный подход требует всестороннего учета при проектировании механизма подачи свойств отдельных элементов и окружающей среды.

Механизм подачи состоит из двигателя, преобразователя движения и органа подачи, который обеспечивает движение подачи, прижим заготовки и ее базирование.

Движение подачи обеспечивается силой трения при подаче заготовки вальцами или гусеницами или толкающим органом, который движется параллельно направлению подачи и перемещает вместе с собой заготовку. К толкающим органам относят упоры цепей, каретки, суппорты, карусельные столы, барабаны.

К механизмам подачи предъявляются следующие **основные требования:**

точное выполнение заданного закона движения заготовки;

исключение перебазирования заготовки (режущего инструмента) в процессе обработки;

возможность регулирования скорости подачи;

компактность, удобство обслуживания и безопасность в работе;

прочность, жесткость и высокая износостойкость.

10.2.2. Базирующие устройства

Понятия и определения. Для получения на станке детали заданной формы и размеров заготовку необходимо сначала правильно сориентировать относительно режущего инструмента, а затем, сохраняя ее неизменное положение, выполнить движение подачи. При механической обработке на заготовку действуют силы резания, вибрации, которые препятствуют сохранению неизменной ее ориентации. В связи с этим положение сориентированной заготовки следует зафиксировать. Процесс ориентирования заготовки и ее фиксации называют базированием.

Базирование - процесс обеспечения точной ориентации обрабатываемых объектов относительно режущих инструментов и сохранения заданной ориентации в течение обработки.

Для ориентирования на заготовке различают **технологические базы**: главную, направляющую и упорную. Для доски например, главной базирующей поверхностью будет пласть, направляющей базой – боковая длинная кромка и упорной базой – торцовая поверхность.

Станки для базирования снабжаются системой базирующих устройств. К ним относятся собственно базирующие (ориентирующие) элементы, которые называют еще **установочными базами станка**, а также прижимные и зажимные элементы. Установочными базами на станках могут быть столы, каретки, суппорты, направляющие линейки, угольники, упоры и т.д. Кроме того, на станке могут быть действительные направляющие.

Действительные направляющие – это те направляющие, по которым осуществляется сближение заготовки и режущего инструмента.

Способы базирования. При ориентировании обрабатываемая заготовка взаимодействует своими технологическими базами с установочными базами станка. Установочные базы станков по конструктивным признакам могут быть подвижными и неподвижными. Те и другие обеспечивают базирование подвижное, неподвижное и комбинированное.

Подвижным (скользящим) называют базирование,

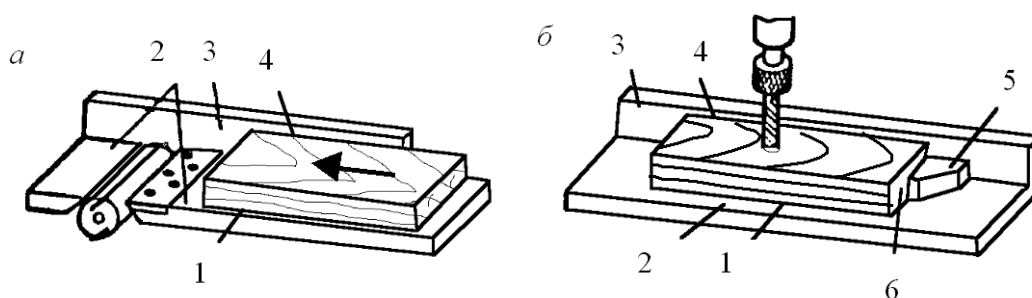


Рис. 59. Базирование детали: а – подвижное; б – неподвижное

при котором главная технологическая база заготовки скользит по установочной базе станка.

При подвижном базировании обрабатываемая заготовка имеет одну степень свободы, находится с установочной базой в состоянии подвижного контакта. Технологические базы заготовки главная 1 и направляющая 4 (рис. 59, а) непрерывно скользят по установочным базам стола 2 и направляющей линейки 3. Точность обработки в данном случае не велика.

Неподвижным называют базирование, при котором главная технологическая база заготовки не перемещается относительно установочной базы станка.

При неподвижном базировании заготовка в процессе обработки лишена всех степеней свободы, то есть неподвижна относительно базовых элементов станка (рис. 59, б). Технологические базы заготовки главная 1, направляющая 4 и упорная 6 неподвижны относительно установочных баз стола 2, линейки 3 и упора 5. Фиксация заданного положения осуществляется вручную. При таком базировании точность обработки достаточно велика.

Комбинированным называют базирование, при котором одна часть заготовки имеет неподвижное базирование, а другая – подвижное.

На рис. 60 показана схема комбинированного базирования бревна. Передний конец бревна 1 опирается на установочные базовые поверхности лотка 2, а задний конец жестко зафиксирован зубчатым толкателем 3 и перемещается им с помощью цепи.

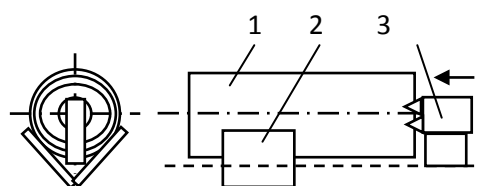


Рис. 60. Комбинированное базирование

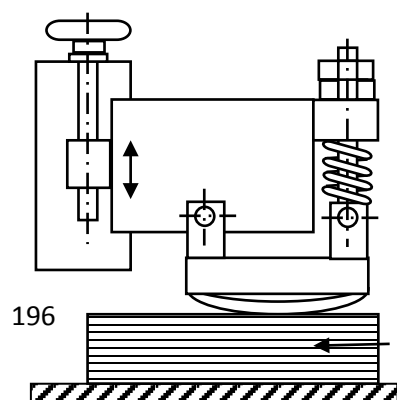


Рис. 61. Прижим с подпружиненным башмаком

Прижи- мы и зажимы.

Для фиксации обрабатываемых заготовок по установочным базирующим элементам в станках применяют **прижимы** различной конструкции. Прижимы применяются при подвижном базировании.

На рис. 61 в качестве примера показан прижим с подпружиненным башмаком. Для уменьшения трения между башмаком и заготовкой башмак может быть снабжен роликами.

На станках с поперечной подачей деталей прижимное устройство выполняют в виде нескольких параллельных ветвей, оснащенных бесконечными клиновыми ремнями (рис. 62).

Ремень 1, надетый на свободно вращающиеся шкивы 3, в рабочей зоне опирается на ряд подпружиненных роликов 2. Натяжение ремня можно регулировать, смещая ось шкива 4 относительно корпуса прижима.

В станках с неподвижным базированием используют **зажимы**. Для лучшего сцепления с обрабатываемой заготовкой рабочие поверхности зажимов делают обрешиненными.

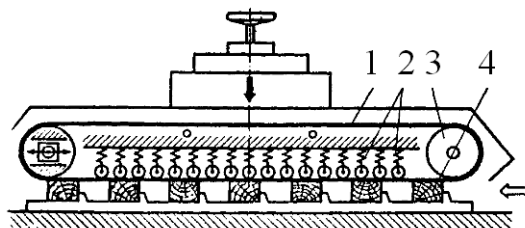


Рис. 62. Прижим клиновыми ремнями

Зажимы бывают с ручным, механическим, пневматическим или гидравлическим приводом. На рис. 63 показан рычажно-эксцентриковый зажим с ручным приводом. При повороте рукоятки вниз эксцентрик, опираясь на головку винта, поднимает правый конец двуплечего рычага вверх, в результате чего происходит зажим заготовки.

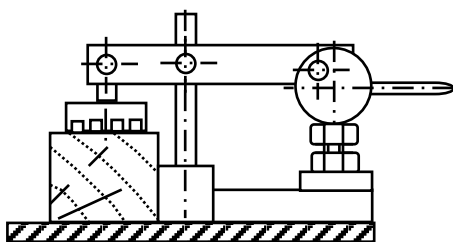


Рис. 63. Зажим рычажно-эксцентриковый

Контрольные вопросы и задания

1. Что понимается под компоновкой сборочной единицы?
2. Дайте определение механизма подачи.

3. Сформулируйте требования, предъявляемые к механизму подачи.
4. Дайте определение базирования.
5. Поясните следующие понятия: технологическая база, установочная база, действительные направляющие.
6. Базирование заготовки может быть подвижным, ... (продолжите ряд).
7. Прижимы и зажимы. Поясните, какова между ними разница, для чего они применяются?

10.2.3. Типы механизмов подачи

Суппортные механизмы подачи. Суппортные механизмы подачи обеспечивают возвратно-поступательное движение режущего инструмента и находят применение в станках токарных, лущильных, сверлильных, круглопильных, фрезерных и др. Их устройство отличается простотой и надежностью. Направляющие суппортов обычно делаются круглыми длиной до 2 м. Привод может быть гидравлическим или пневматическим [36].

Механизм подачи с прямолинейно перемещаемым столом (рис. 64) находит ограниченное применение, так как станки с таким механизмом подачи трудно встраивать в линии. Используется, например, в шипорезном станке ШПА40.

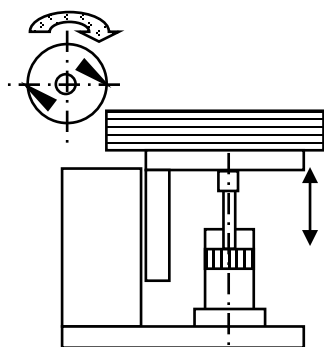


Рис. 64. Схема механизма подачи стола

Механизмы с перемещаемыми каретками. Подача каретками находит применение в станках шипорезных, фрезерных, круглопильных, ленточнопильных, лесопильных рамах и др. Привод каретки может быть механическим или гидравлическим.

Заготовка базируется на каретке неподвижно. Точность обработки определяется точностью изготовления и монтажа действительных направляющих, на которых установлена каретка.

Гусеничные механизмы подачи. Гусеничные механизмы используются преимущественно в круглопильных прирезных станках. Они надежно базируют

обрабатываемый материал и обеспечивают точное прямолинейное перемещение его относительно режущего инструмента. Заготовка прижимается к гусенице колодочным или роликовым прижимом. Давление прижима, вес заготовки и гусеницы воспринимаются действительными направляющими, по которым скользит гусеница. Износ направляющих – основной недостаток гусеничного механизма подачи.

Коэффициент сцепления гусеницы с древесиной зависит от геометрических параметров элементов насечки. Насечки на поверхности гусеницы могут быть прямоугольного или трапециидального сечения (рис. 65), продольного или поперечного направления. Наилучшее сцепление дают гусеницы с продольно-поперечной на-

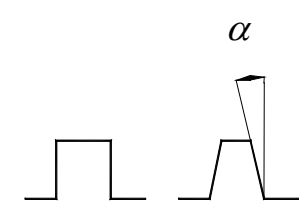


Рис. 65. Профили насечек гусениц

сечкой. При этом коэффициент сцепления $\mu = 0,45 \dots 0,5$. Элементы гусениц с поперечной насечкой дают коэффициенты сцепления $\mu = 0,3 \dots 0,4$. Для элементов насечки прямоугольного сечения, когда углом $\alpha = 0$, коэффициент сцепления достигает максимального значения. Однако в этом случае гусеница подвергнута засорению опилками. При $\alpha = 30^\circ$ коэффициент сцепления несколько меньше, но и засорение

насечек уменьшается.

Двух цепные конвейерные механизмы подачи. Такие механизмы подачи применяются в станках для поперечной обработки длинных брусковых заготовок: шипорезных, круглопильных и др. Конвейер состоит из двух одинаковых пластинчатых цепей, надетых на звездочки и опирающихся на действительные направляющие. На звеньях цепей с постоянным шагом закреплены упоры.

Обрабатываемая заготовка базируется на цепях по упорам и прижимается прижимами. В этом случае осуществляется неподвижное базирование.

Иногда цепи располагаются ниже действительных направляющих. В этом случае заготовка базируется на действительных направляющих по упорам цепей и сколь-

зит по направляющим. Осуществляется подвижное базирование. Могут быть и другие варианты подачи.

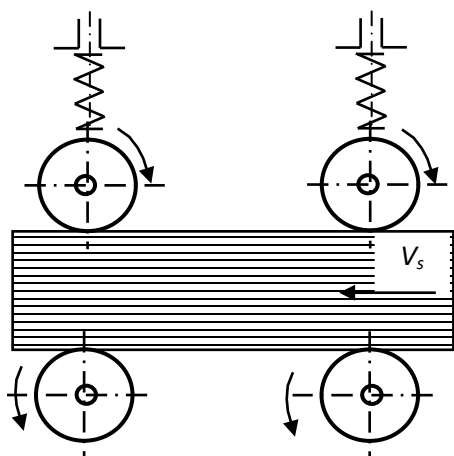


Рис. 66. Схема вальцового механизма подачи

Вальцовые механизмы подачи. Это один из самых распространенных видов подающих механизмов (рис. 66). Механизм подачи состоит из приводных верхних и нижних вальцов, которые базируют заготовку и надвигают ее на режущий инструмент. Верхние вальцы выполнены прижимными. Прижим обеспечивается пружинами или собственным весом вальцов.

Для обеспечения точного базирования оси всех вальцов должны быть строго параллельными, однако это выполнить чрезвычайно трудно. Если ось вальца не перпендикулярна к направлению подачи, то при движении заготовки на вальце

возникает составляющая силы сцепления, которая направлена вдоль оси вальца. Эта сила вызывает перебазирование заготовки.

Для превращения вреда в пользу механизм подачи снабжают продольной направляющей линейкой и оси всех вальцов наклоняют к линейке под углом 88° . В этом случае вальцы прижимают заготовку к линейке, обеспечивают надежное базирование и подачу.

10.3. Расчет вальцовых механизмов подачи

10.3.1. Постановка задачи

Пространство параметров. Вальцовый механизм подачи деревообрабатывающего станка может включать следующие элементы: верхние и нижние вальцы, прижимные ролики, скользящие прижимы и стружколоматели.

Пусть расчетная схема механизма подачи выбрана. Надо рассчитать тяговое усилие и мощность двигательного механизма привода.

В процессе решения задачи нас будут интересовать основные параметры механизма подачи, такие как диаметры верхних, нижних вальцов и прижимных роликов. Численные значения этих параметров могут изменяться в широком диапазоне. Учитывая опыт деревообрабатывающего машиностроения, зададимся следующими параметрическими ограничениями:

$$\begin{aligned} 60 \leq d_1 &\leq 350, \\ 60 \leq d_2 &\leq 350, \\ 60 \leq d_p &\leq 150, \end{aligned} \quad (142)$$

где d_1 – диаметр верхнего вальца, мм;

d_2 – диаметр нижнего вальца, мм;

d_p – диаметр прижимного ролика, мм.

Параметрические ограничения (142) образуют трехмерное пространство параметров.

Пространством параметров в общем случае называется n -мерное пространство, состоящее из точек A с декартовыми координатами $A = (d_1, d_2, \dots, d_n)$. Каждому набору па-

параметров d_1, d_2, \dots, d_n соответствует точка A в пространстве параметров [37, 38]. Можно сказать, что каждой точке пространства параметров соответствует модель механизма подачи, параметры которой соответствуют ограничениям (142).

Выбор критериев качества. Для решения задачи необходимо еще выбрать критерии качества и их ограничения. Критерием может служить любая характеристика механизма подачи, по которой можно судить о его качестве. К критериям предъявляется лишь одно требование: монотонная связь с качеством. Это означает, чем меньше (больше) значение критерия, тем лучше механизм подачи.

Если задан всего один критерий, то наилучшим считается тот набор параметров, при котором критерий оптимален. При нескольких критериях обычно не существует такого набора параметров, который одновременно оптимизировал бы все критерии. В этом случае выбор лучшего набора параметров связан с компромиссом.

За критерий механизма подачи можно принять усилие прижима верхних вальцов P_1 . Тогда наилучшим следует считать тот набор параметров, для которого усилие прижима вальцов будут наименьшим. Критериальное ограничение можно записать в виде условия

$$P_1 \leq P_m, \quad (143)$$

где P_1 – сила давления каждого верхнего вальца, Н;

P_m – предельное значение силы давления верхнего вальца, Н. Значение P_m назначается конструктором в виде числа, например 100 Н. **Критериальное ограничение – это наихудшее значение критерия, на которое согласен конструктор.** Большое давление вальцов неблагоприятно для работы станка.

Таким образом, при решении задачи следует исследовать пространство параметров (142) и отыскать такие их значения, для которых выполнялось бы условие (143).

10.3.2. Метод решения

Поставленная задача может быть решена методом **зондирования пространства параметров**.

В задаче нас интересует непрерывная функция зависимости тягового усилия вальцового механизма подачи от диаметров верхних, нижних вальцов и прижимных роликов, т.е. $F_s = f(d_1, d_2, d_p)$. Простого аналитического выражения эта функция не имеет.

Разобьем параметры (142) на 29 равных частей:

$$\begin{aligned} d_{1i} &= 60 + 290i / 29, \\ d_{2i} &= 60 + 290i / 29, \\ d_{pi} &= 60 + 90i / 29, \end{aligned} \tag{144}$$

где i – номер расчетной точки, $i = 0, 1, 2, \dots, 29$.

Всего получается 30 расчетных точек A_i с декартовыми координатами $A_i = (d_{1i}, d_{2i}, d_{pi})$.

Для каждой расчетной точки вычисляется значение тягового усилия $F_{si} = f(d_{1i}, d_{2i}, d_{pi})$. Если количество расчетных точек достаточно велико, то можно составить полное представление о поведении функции, приближенно найти ее наибольшее и наименьшее значение, установить частоту тех или иных значений. Такое численное исследование называется зондированием пространства параметров.

Значение усилия прижима верхних вальцов для каждой расчетной точки проверяется по критериальному ограничению (142). Если для какой-то расчетной точки это условие не выполняется, то эта точка отбрасывается из дальнейших расче-

тов. Результаты расчетов для точек, прошедших критериальное ограничение, выводятся на печать. Окончательный выбор лучших решений делает расчетчик.

10.3.3. Математическая модель задачи

На рис. 66 приведены примеры схем вальцовых механизмов подачи различных деревообрабатывающих станков. Схемы могут быть самыми разнообразными и могут включать приводные и не приводные вальцы, стружколоматели, прижимы скользящие и роликовые. Механизмов главного движения в станке может быть несколько, их режущие инструменты в пространстве могут быть расположены по-разному. Их действие на заготовку отмечено силами S_1 и S_2 .

Рассмотрим схему механизма подачи круглопильного станка (рис. 67, а). Известно, что для определения тягового усилия сначала надо найти давление верхних валь-

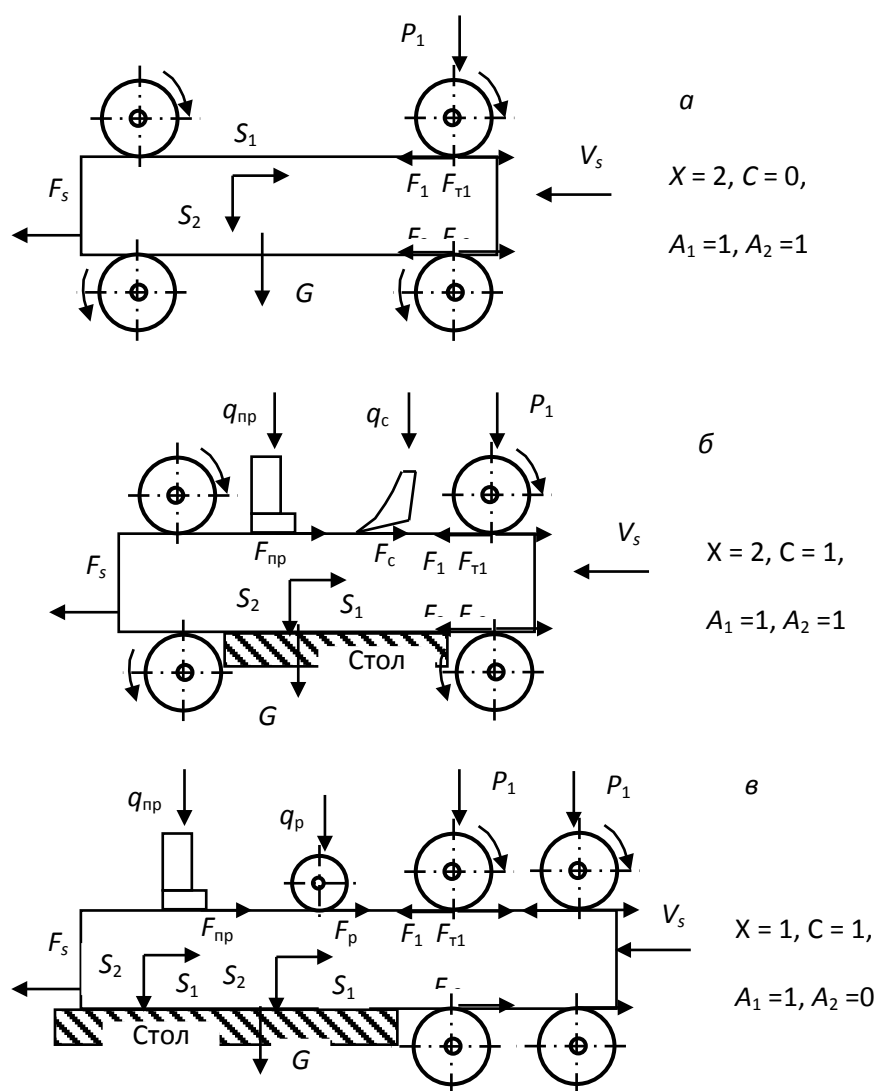


Рис. 67. Расчетные схемы механизмов подачи станков:

а – круглопильного; б – рейсмусового;

в – многошпиндельного продольно-фрезерного

цов P_1 . Для этого рассматривают работу валцов, расположенных только перед режущим инструментом. Получается следующее уравнение:

$$F_1 + F_2 = \alpha(S_1 + F_{T1} + F_{T2}), \quad (145)$$

где F_1, F_2 – тяговое усилие, создаваемое соответственно верхним и нижним вальцами, Н;

α – коэффициент запаса, $\alpha = 1,3-1,5$;

S_1 – проекция составляющих силы резания на направление подачи, Н;

F_{T1}, F_{T2} – силы трения качения соответственно верхних и нижних валцов по заготовке, Н.

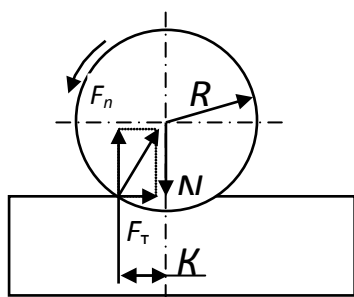


Рис. 68. Схема движения вальца по заготовке

Расчет сил трения качения. На рис. 68 показана схема движения вальца по деревянной заготовке. Валец катится по поверхности заготовки и под действием силы нормального давления N деформирует ее. Силу реакции заготовки раскладывают на силу трения качения F_T и силу нормальную F_n . Естественно допустить, что $F_n = N$. Найдем сумму моментов сил относительно оси вращения O :

$$\sum M_o = 0; \quad F_T R - F_n K,$$

откуда

$$F_T = N \frac{K}{R},$$

где K – коэффициент трения качения, имеющий размерность длины, мм.

Вывод обобщенных формул. Уравнение (131) можно записать так:

$$P_1 \mu_1 + (S_2 + \frac{G}{2} + P_1) \mu_2 = \alpha [S_1 + \frac{P_1 K_1}{R_1} + (S_2 + \frac{G}{2} + P_1) \frac{K_2}{R_2}], \quad (146)$$

где P_1 – сила давления верхнего вальца, Н;

μ_1, μ_2 – коэффициенты сцепления с заготовкой соответственно верхнего и нижнего вальца;

S_2 – проекция составляющих силы резания на направление перпендикулярное к вектору скорости подачи, Н;

G – вес заготовки, Н;

K_1, K_2 – коэффициенты трения качения соответственно верхнего и нижнего вальцов, мм;

R_1, R_2 – радиусы контакта с заготовкой верхнего и нижнего вальца, мм.

Отсюда находится сила давления верхнего вальца

$$P_1 = \frac{\alpha S_1 + (S_2 + 0,5G)(\frac{2\alpha K_2}{d_2} - \mu_2)}{\mu_1 + \mu_2 - 2\alpha(\frac{K_1}{d_1} + \frac{K_2}{d_2})}. \quad (147)$$

Подобным образом составляются уравнения для других расчетных схем. Каждой расчетной схеме будет соответствовать свое уравнение. Однако для решения задачи оптимизации и составления для этого компьютерной программы желательно иметь одно обобщенное уравнение, пригодное для любой расчетной схемы. Это можно сделать с помощью коэффициентов, характеризующих конструкцию механизма подачи.

Коэффициенты, характеризующие конструкцию механизма подачи:

X – коэффициент симметрии; если $X = 2$, то вальцы расположены по обе стороны от механизмов главного движения, если $X = 1$, то вальцы расположены только перед механизмами главного движения;

C – коэффициент, указывающий на наличие или отсутствие стола; если при обработке заготовка опирается и скользит по столу станка, то $C = 1$, при отсутствии стола $C = 0$;

A_1, A_2 – коэффициенты, указывающие на связь верхних и нижних вальцов с приводом; если $A_1 = 0, A_2 = 0$, то вальцы неприводные, если $A_1 = 1, A_2 = 1$, то вальцы приводные;

B_1, B_2 – коэффициенты, указывающие на наличие или отсутствие верхних и нижних вальцов; если $B_1 = 0, B_2 = 0$, то вальцы в конструкции станка отсутствуют (станок с ручной подачей), если $B_1 = 1, B_2 = 1$, то верхние и нижние вальцы имеются;

M – коэффициент; при $B_2 = 0$ $M = 1$, при $B_2 = 1$ $M = 0$.

Общая сила трения при движении заготовки в механизме подачи. Числитель в формуле (132) представляет собой сумму силы S_1 и силы трения T , возникающей в механизме подачи. С учетом конструктивных коэффициентов значение силы трения можно определить по следующим выражениям, Н:

при $C = 0$

$$T_i = (S_2 + 0,5G) \left(\frac{2\alpha B_2 K_{2i}}{d_{2i}} - A_2 \mu_{2i} \right); \quad (148)$$

при $C = 1$

$$T_i = \alpha \left[f(S_2 + G + 2n_c q_c + 2n_{np} q_{np} + n_p q_p) + 2n_p q_p \frac{K_{pi}}{d_{pi}} \right],$$

где n_c, n_{np}, n_p – количество стружколомателей, прижимов, прижимных роликов;

q_c, q_{np}, q_p – сила давления на заготовку стружколомателей, прижимов, прижимных роликов, Н;

f – коэффициент трения скольжения, $f = 0,4-0,6$;

K_{pi} – коэффициент трения качения ролика, мм;

d_{pi} – диаметр прижимного ролика, мм.

Сила давления верхних вальцов. Опираясь на расчетные схемы вальцовых механизмов подач (рис. 66) и конструктивные коэффициенты, из выражения (133) можно получить следующую обобщенную формулу для определения силы давления верхних вальцов:

$$P_{1i} = \frac{(\alpha S_1 + T_i)x}{n_1 [\mu_{1i} A_1 + \mu_{2i} A_2 - \alpha (2K_{1i} B_1 / d_{1i} + 2K_{2i} B_2 / d_{2i} + CMf)]}. \quad (149)$$

По полученному значению P_1 настраиваются все верхние вальцы. После этого можно перейти к определению тягового усилия механизма подачи.

Тяговое усилие механизма подачи. Тяговое усилие представляет собой сумму проекций всех сил сопротивления движению заготовки на направление подачи. Тяговое усилие может быть найдено с помощью следующих выражений, Н:

при $C = 0$

$$F_{si} = S_1 + (S_2 + G + n_1 P_{1i}) \frac{2B_2 K_{2i}}{d_{2i}} + n_1 P_{1i} \frac{2B_1 K_{1i}}{d_{1i}}; \quad (150)$$

при $C = 1$

$$F_{si} = S_1 + f(S_2 + G + 2n_c q_c + 2n_{np} q_{np} + n_p q_p) + n_p q_p \frac{2K_{pi}}{d_{pi}} + 2n_1 P_{1i} \left(\frac{B_1 K_{1i}}{d_{1i}} + \frac{B_2 K_{2i}}{d_{2i}} \right).$$

Мощность двигателя привода механизма подачи, кВт

$$P = \frac{F_s V_s}{60000\eta}, \quad (151)$$

где V_s – скорость подачи, м/мин;

η – КПД механизма подачи.

10.3.4. Подготовка исходных данных

Для подготовки исходных данных необходимо изобразить расчетную схему проектируемого механизма подачи. При наличии в станке стружколомателей, скользящих или роликовых прижимов их давление на заготовку находится следующим образом. Сначала находится окружная касательная сила резания

$$F_{xo} = \frac{1000P\eta}{V}, \quad (152)$$

где P – мощность двигателя механизма главного движения, кВт;

V – скорость главного движения, м/с.

Средняя сила резания на дуге контакта при продольном фрезеровании, Н

$$F_{xcp} = F_{xo} \frac{\pi D}{l_z}, \quad (153)$$

где D – диаметр окружности резания, мм;

l – длина дуги контакта, мм;

z – количество зубьев фрезы.

Длина дуги контакта

$$l = \sqrt{tD},$$

где t – глубина фрезерования, мм.

Сила давления стружколомателей на заготовку, Н [26]

$$q_c = 1,25 F_{xcp} \sqrt{\frac{t}{D}}. \quad (154)$$

Сила давления на заготовку прижимов скользящих и роликовых, Н

$$q_{np} = q_p = 3,1 F_{xcp}. \quad (155)$$

Сила S_2 со знаком + (плюс) должна быть направлена в сторону нижнего вальца, стола, направляющей линейки.

Если станок имеет несколько механизмов главного движения, то

$$S_1 = S_{11} + S_{12} + \dots + S_{1n},$$

$$S_2 = S_{21} + S_{22} + \dots + S_{2n}.$$

Значения коэффициентов трения качения и сцепления. Коэффициенты трения качения и сцепления приведены в табличной форме [25]. В компьютерных программах удобнее пользоваться уравнениями, поэтому по данным таблиц получены следующие уравнения.

Уравнения для определения коэффициентов трения качения K , мм, гладких вальцов (роликов) по древесине:

для сосны влажностью 12%

$$K = 0,36 + 0,00165D,$$

влажностью 65%

$$K = 0,45 + 0,0022D;$$

для березы влажностью 12%

$$K = 0,5 + 0,00135D,$$

влажностью 65%

$$K = 0,54 + 0,0018D;$$

для дуба влажностью 12%

$$K = 0,168 + 0,00096D,$$

влажностью 65%

$$K = 0,25 + 0,0014D.$$

Для рифленых вальцов $K_{риф} = 1,15K$; для обрешеченных – $K_{резин} = 1,3K$.

Уравнения для определения коэффициентов сцепления μ рифленых вальцов с древесиной:

для сосны влажностью 12%

$$\mu = 0,54 + 0,001D,$$

влажностью 65%

$$\mu = 0,62 + 0,00115D;$$

для березы влажностью 12%

$$\mu = 0,55 + 0,001D ,$$

влажностью 65%

$$\mu = 0,64 + 0,0012D ;$$

для дуба влажностью 12%

$$\mu = 0,48 + 0,00086D ,$$

влажностью 65%

$$\mu = 0,55 + 0,001D .$$

Для обрезиненных вальцов $\mu_{резин} = 1,8\mu$.

Глава 4. Конструирование узлов и деталей

11. Конструирование и расчеты суппортов

11.1. Назначение суппортов

Суппортом называют механизм, предназначенный для закрепления, подачи или настроечного перемещения по одной или нескольким координатным осям основных или вспомогательных элементов станка. На суппорте монтируют механизмы главного движения (шпиндели, ножевые валы, токарные резцы, рамные пилы), органы механизма подачи (вальцы, конвейеры, толкатели), базовые линейки, столы и прижимы. По количеству рабочих движений различают суппорты одно-, двух- и трехкоординатные. На суппорте возможны вращательные настроечные перемещения.

Привод настроечных перемещений в суппортах бывает ручной, механический или автоматический.

Конструктивно суппорты выполняются по-разному. В общем случае суппорт состоит из направляющих, ползуна или каретки, элементов фиксирования и перемещений.

11.2. Направляющие суппорта

Направляющими суппорта называются устройства, обеспечивающие прямолинейное (иногда криволинейное) перемещение подвижного элемента (ползуна, каретки) с заданной точностью.

По форме рабочих поверхностей направляющие могут быть плоскими, призматическими или цилиндрическими. При этом ползун монтируется на направляющей с трением скольжения или трением качения (рис. 69 и рис. 70).

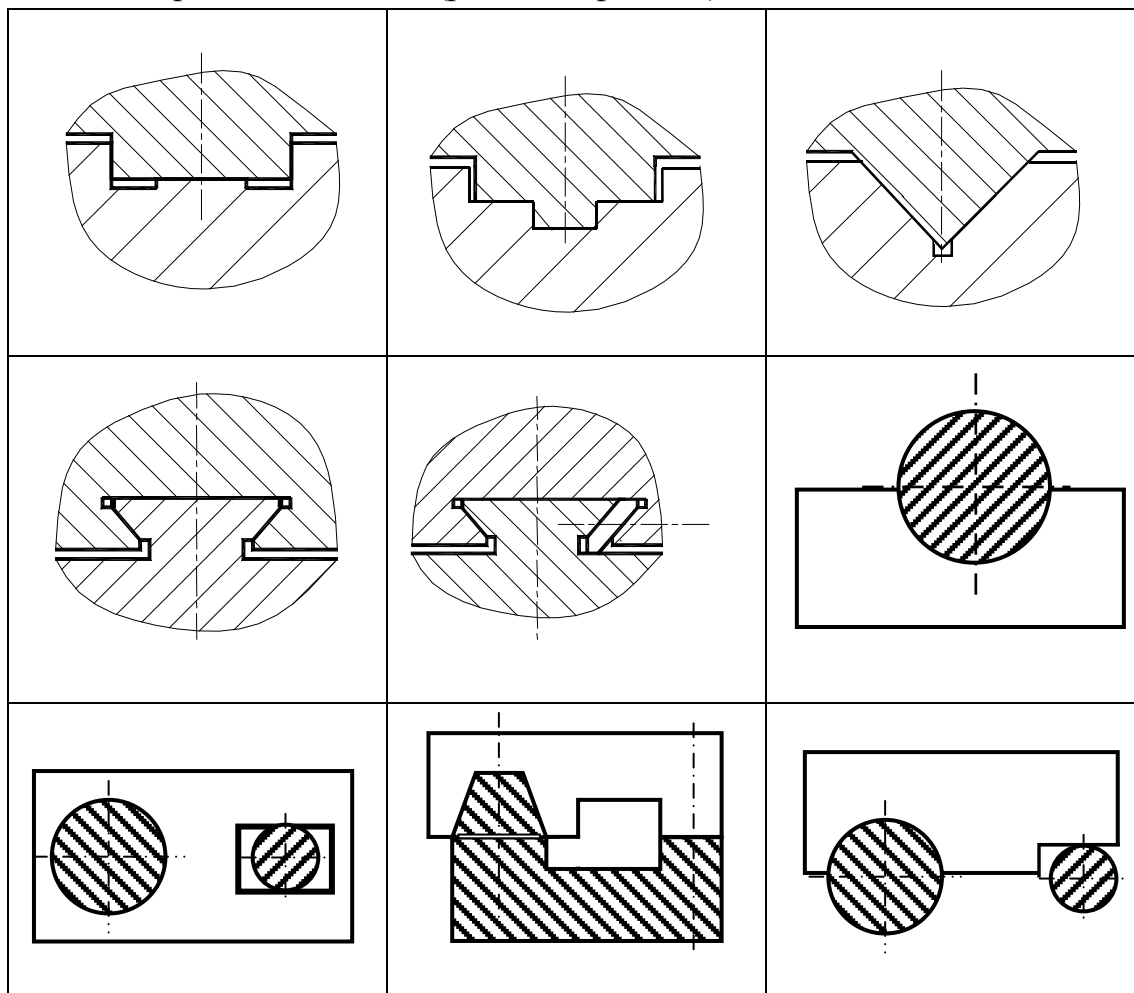


Рис. 69. Суппорты с направляющими скольжения

Суппорты характеризуют точностью, долговечностью и жесткостью. **Точность** перемещения зависит главным образом от точности изготовления направляющих. **Долговечность** суппорта характеризуется способностью сохранять первоначальную точность перемещения в течение заданного времени их использования. **Жесткость** суппорта определяет способность оказывать сопротивление действию деформирующих сил. Жесткость выражается отношением силы, приложенной в заданной точке, к величине деформации, измеренной в направлении дей-

ствия силы. Деформации возникают, главным образом, по поверхностям контакта ползуна и направляющих.

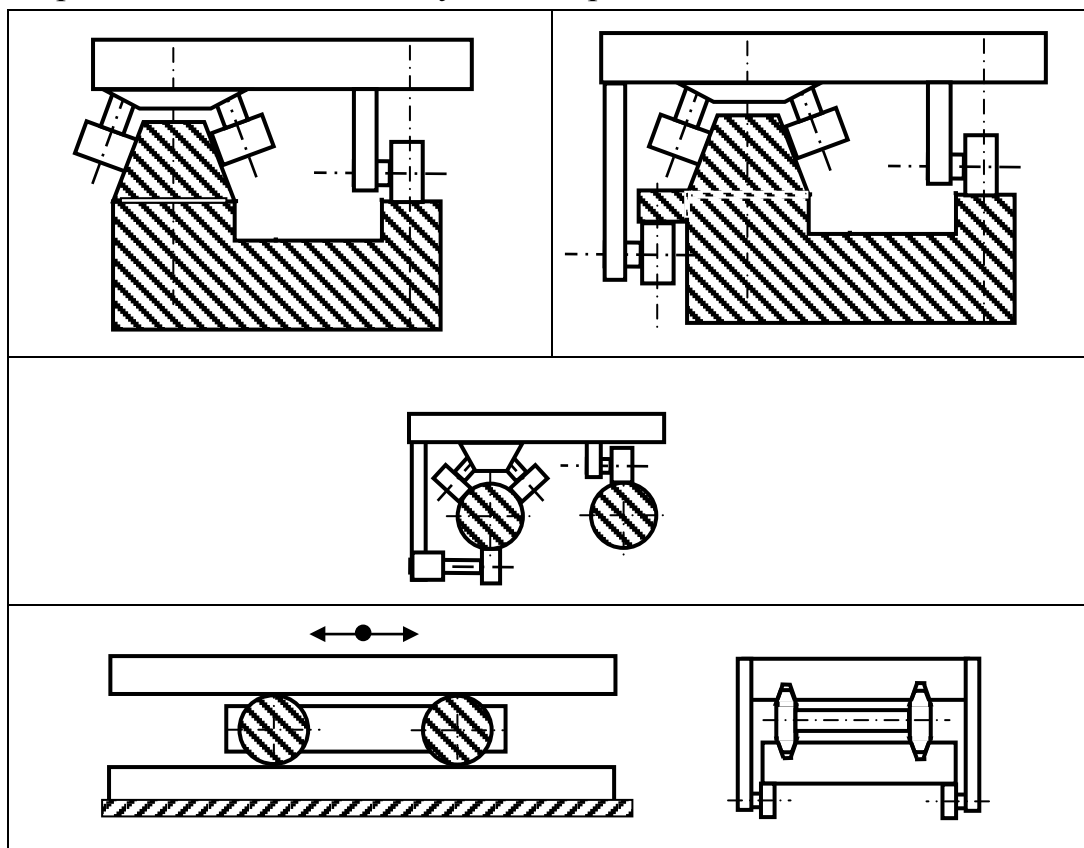


Рис. 70. Суппорты с направляющими качения

11.3. Расчет суппортов

При конструировании суппорта необходимо знать условие самоторможения (заклинивания) ползуна.

Движущая сила параллельна направляющей. На рис. 71, а приведена схема сил, возникающих при движении ползуна по направляющей, когда движущая сила T направлена параллельно оси направляющей и приложена к ползуну на расстоянии h от ее оси. При движении ползун преодолевает полезное сопротивление Q и силы трения F .

При установившемся равномерном движении ползуна можно написать следующие уравнения равновесия [25]:

$$\sum M_o = 0 \text{ и } \sum F_x = 0$$

или $Th - Nl = 0$ и $T - Q - 2F = 0$,

где N – сила нормального давления ползуна на направляющую, H . Отсюда следует

$$N = T \frac{h}{l}.$$

Подставляя эту формулу в выражение для силы трения F , получим

$$T = Q + 2F = Q + 2Tf \frac{h}{l}.$$

Отсюда величина движущей силы

$$T = \frac{Q}{1 - 2f \frac{h}{l}}. \quad (156)$$

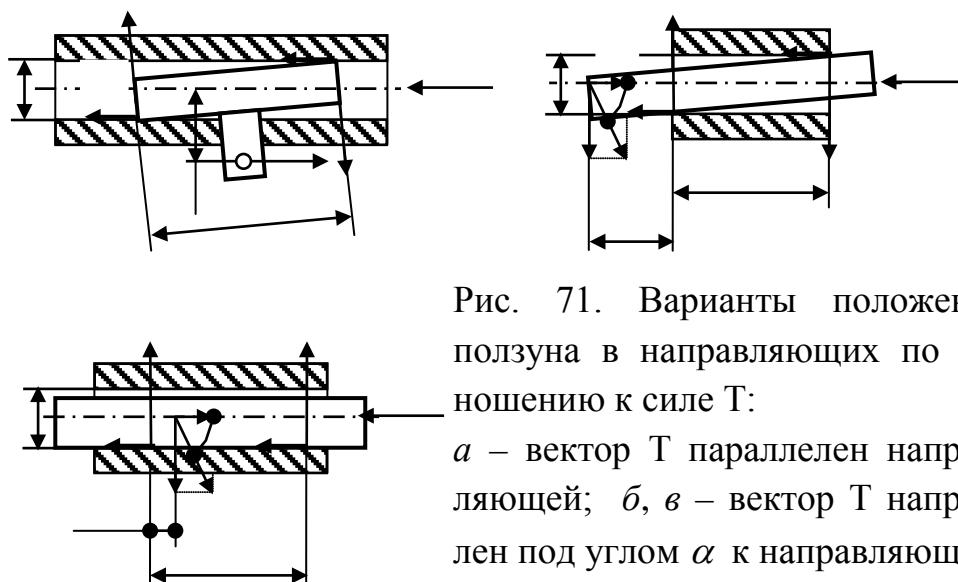


Рис. 71. Варианты положения ползуна в направляющих по отношению к силе T :

a – вектор T параллелен направляющей; $б, в$ – вектор T направлен под углом α к направляющей

При работе может произойти заклинивание ползуна в направляющих. В этом случае $T = \infty$ или

$$1 - 2f \frac{h}{l} = 0.$$

Отсюда следует, что в конструкции суппорта можно определить критическое отношение величин h и l , при котором наступает заклинивание:

$$\left(\frac{h}{l}\right)_{\text{кр}} = \frac{1}{2f}. \quad (157)$$

Для предотвращения заклинивания рекомендуется следующее соотношение:

$$\frac{h}{l} \leq \frac{1}{2fK}, \quad (158)$$

где K – коэффициент запаса от заклинивания; при коэффициенте трения скольжения $f = 0,2$ принимают $K = 5$ для плоских призматических направляющих; $K = 6,5$ для цилиндрических направляющих; $K = 10$ для направляющих "ласточкин хвост".

Движущая сила наклонна к направляющей. На рис. 70 б, в показана схема сил при движении ползуна, когда движущая сила T направлена под острым углом α к направляющим. При этом на первой схеме сила T приложена к ползуну вне направляющих, а на второй – в пределах направляющих. Для обеих схем можно составить одинаковые уравнения равновесия ползуна:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= T \cos \alpha - Q - F_1 - F_2 = 0; \\ \sum F_y &= T \sin \alpha - N_1 - N_2 = 0. \end{aligned}$$

Отсюда опорная реакция N_1

$$N_1 = T \sin \alpha - N_2.$$

В первом уравнении системы раскроем значения сил трения и подставим значение N_1

$$T \cos \alpha - Q - N_1 f - N_2 f = T \cos \alpha - Q - T f \sin \alpha + N_2 f - N_2 f = 0.$$

Движущая сила T

$$T = \frac{Q}{\cos \alpha - f \sin \alpha}.$$

Если знаменатель полученного выражения будет равен нулю, то произойдет заклинивание ползуна в направляющих. Значение угла $\alpha_{кр}$ при заклинивании можно получить из выражения

$$\operatorname{tg} \alpha_{кр} = \frac{1}{f}. \quad (159)$$

Контрольные вопросы

1. Как выполняются направляющие суппортов?
2. Что делается для предотвращения заклинивания суппортов?

12. Базовые элементы станков

Базовыми называют элементы, на которых монтируются узлы станка. К ним относятся станины, рамы, плиты, стойки, направляющие, столы, поперечины, основания и т.д.

Качество базовых элементов оценивается жесткостью, износостойкостью, виброустойчивостью, технологичностью.

Станина. Станина является одним из самых ответственных и металлоемких базовых элементов станка. Станины могут быть горизонтальными и вертикальными. Горизонтальные станины выполняются сплошными, рамными и на ножках. Сплошные станины применяются в тяжелых станках с большой мощностью и многопозиционной схемой обработки деталей. Станины рамные и на ножках применяются в легких станках.

Вертикальные станины применяются в случаях, если режущий инструмент или заготовка совершают вертикальные относительные перемещения.

Станины часто выполняются литыми из чугуна марок СЧ12-28, СЧ15-32 и др. Чугунные станины, обладая большим коэффициентом внутреннего трения, являются более виброустойчивыми.

Станины могут быть выполнены сварными из листового или профильного проката. Сварные станины получают более легкими и менее трудоемкими в изготовлении.

Станина может быть выполнена моноблочной или сборной (рис. 72). Моноблочные станины обладают высокой жесткостью и виброустойчивостью и применяются в станках высокоточных. Такие станины трудоемки в изготовлении.

Сборная станина состоит из нескольких элементов, например, основания 1, колонки 2 и кронштейна 3. Изготовление

отдельных элементов упростилось, однако сборная станина обладает меньшей жесткостью.

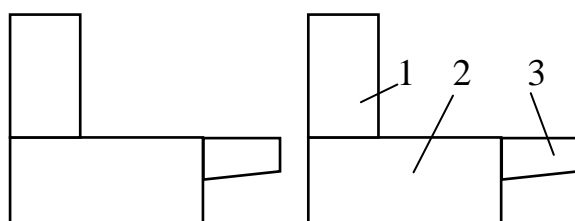


Рис. 72. Станины:

а – моноблочная; *б* – сборная

Конструирование плит и рам. Плиты и рамы предназначены для установки на них узлов и деталей, расположенных в пространстве с заданной точностью. Для обеспечения заданной точности

расположения узлов в случае ослабления затяжки винтов узлы после крепления и выверки фиксируют коническими штифтами. После сборки эти узлы и детали вместе с плитой образуют самостоятельный агрегат.

Перед конструированием плиты (рамы) определяют ее габаритные размеры и форму. Для этого вычерчивают общий вид установки в трех проекциях.

При конструировании плиты желательно предусматривать сквозные окна в ее вертикальных стенках для закладки лома при транспортировке плиты краном. В стенках плиты полезно делать наклонные ниши, в которые заводят концы ломиков для перемещения плиты по полу цеха.

Для повышения прочности и жесткости в плите делают продольные и поперечные ребра жесткости, которые должны отстоять от основания на величину толщины стенки. Это позволяет беспрепятственно обрабатывать основание плиты.

Плиты крепят к полу или фундаменту болтами, которые размещают на приливах литой плиты. Чтобы приливы были прочными, их следует делать высокими. Высота всех приливов должна быть одинаковой. Это позволяет использовать болты одинаковой длины.

Поверхности плиты, служащие базой для установки других деталей и узлов обрабатываются так, чтобы опорные поверхности имели минимальное отклонение от плоскостности и приводили к минимальным деформациям при затягивании болтов.

Поверхности плиты, подлежащие обработке должны располагаться в одной плоскости. В этом случае конструкция плиты получается проще, а обработка ее поверхностей удобнее.

В плите литой конструкции для крепления узлов и деталей делают резьбовые отверстия. Это упрощает конструкцию и облегчает процесс сборки.

При конструировании сварных рам необходимо учитывать, что после сварки изделие сильно деформируется. В связи с этим после сварки все базовые поверхности должны обрабатываться.

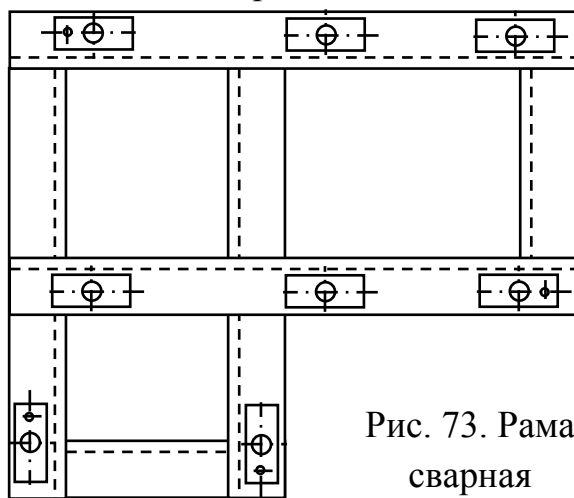


Рис. 73. Рама сварная

Чтобы не производить обработку больших поверхностей рамы в местах установки узлов и деталей на раме привариваются пластики (рис. 73).

Сварные рамы применяются главным образом при единичном производстве, в связи с

этим нижнюю поверхность рамы иногда не обрабатывают. Обработка платиков производится на базе нижней поверхности. В связи с этим при установке рамы на столе станка положение ее выверяют при помощи прокладок и клиньев.

Рама должна иметь окна, удобные для транспортирования ее краном, а также для перемещения по полу цеха ломиком.

Сварная рама выполняется из листовой стали, швеллеров, уголков, полки которых располагаются наружу. Такое расположение полок удобно для крепления узлов и самой рамы. Узлы крепят как винтами, так и болтами. При креплении болтами на внутреннюю поверхность полки привариваются или накладываются косые шайбы, выравнивающие поверхность полки швеллера под головкой болта или гайкой.

13. Проектирование сварных узлов

13.1. Свариваемость сталей

Свариваемость сталей характеризуется их склонностью к образованию трещин и механическими свойствами сварного шва [17]. По свариваемости стали делят на четыре группы: 1 – хорошая свариваемость; 2 – удовлетворительная свариваемость; 3 – ограниченная свариваемость; 4 – плохая свариваемость.

К группе 1 относятся стали, сварка которых возможна без предварительного подогрева и без последующей термообработки. При этом для снятия внутренних напряжений после сварки термообработка допускается. Хорошей свариваемостью обладают стали марок Ст1 – Ст4 по ГОСТ 380-88; стали марок 08; 10; 15; 20; 25 по ГОСТ 1050-88 и др.

К группе 2 относятся стали, для сварки которых требуется их предварительный подогрев. Удовлетворительной свариваемостью обладают стали марок Ст5пс, Ст5сп по ГОСТ 380-88; стали марок 30; 35 по ГОСТ 1050-88 и др.

К группе 3 относятся стали, для сварки которых требуется их предварительный подогрев и термообработка до и после сварки. Ограниченной свариваемостью обладают стали марок Ст6пс, Ст6сп по ГОСТ 380-88; стали марок 40; 45; 50 по ГОСТ 1050-88 и др.

К группе 4 относятся стали трудносвариваемые и склонные к образованию трещин. К этой группе относятся в основном легированные стали.

13.2. Швы сварных соединений

Конструктивные элементы сварных соединений выполняются по ГОСТ 5264 – 80. Для сварки деталей применяются соединения стыковые С1 – С39 (рис. 74), угловые У1 – У9, тавровые Т1 – Т9 и нахлесточные Н1 – Н2.

Желательно, чтобы свариваемые детали были одинаковой толщины. Если детали разной толщины, то место сварки толстой детали утоньшается до толщины тонкой детали. Зазор в стыке равен около 2 мм. При соединении толстых деталей их торцы с одной или обеих сторон разделяются под углом 25° или 45° .

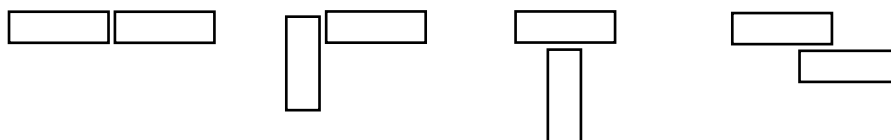


Рис. 74. Швы сварных соединений:

a – стыковое; *b* – угловое; *v* – тавровое; *z* – нахлесточное

Катеты углового шва устанавливаются при расчетах и должны быть не более 3 мм для деталей толщиной до 3 мм включительно. Для деталей толщиной более 3 мм катет шва находится из выражения $K \leq 1,2S$, где S – толщина тонкой детали, мм.

13.3. Технологичность сварных соединений

Для правильного конструирования сварных соединений необходимо выполнять следующие правила.

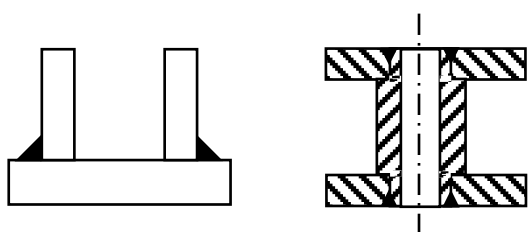


Рис. 75. Конструкции удобные для сварки: *a* – швы разнесены; *b* – швы вынесены на поверхность

Конструкция соединения должна обеспечить удобный подвод электродов к месту сварки. Для этого сварные швы выносятся из тесного пространства между перегородками (рис. 75, *a*). Для приваривания, например,

размерных трубок к листам швы выносятся на поверхность (рис. 75, *b*).

Устранить совмещение швов. Свести к минимуму количество сварочного металла. Ребра при сварке лучше смещать друг от друга так, чтобы места сварки рассосредоточить (рис. 76). Размещать ребра друг под другом не рекомендуется.

Исключать сварку толстых деталей с тонкими. Кромки в месте сварки должны иметь одинаковую толщину (рис. 77). Если к тонкому основанию приваривается массивная деталь, то на детали делается тонкостенный фланец или высверливается отверстие с образованием тонкой стенки.

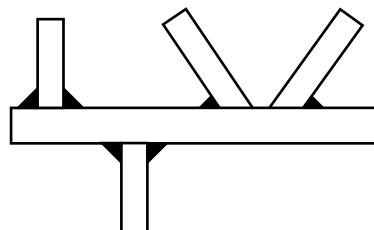


Рис. 76. Размещение швов при сварке

Предусматривать фиксацию свариваемых деталей без применения специальных приспособлений. Одна из свариваемых деталей должна вставляться в предварительно подготовленное отверстие (рис. 75, б, 77).

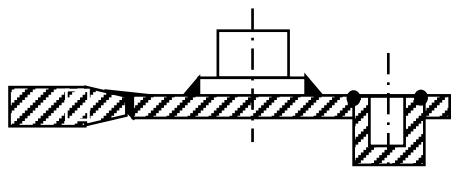


Рис. 77. Сварка массивных и тонких деталей

Исключить трудоемкую операцию разделки кромок. Этого можно достичь путем смещения свариваемых кромок (рис. 78).

Исключить пережог и оплавление тонких кромок. Острые углы деталей желательно сделать тупыми (рис. 79). У косынки, например, вершины углов обрезаются, и углы становятся прямыми или тупыми.

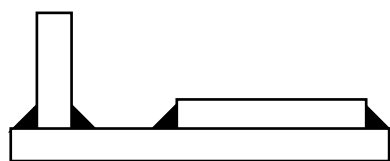


Рис. 78. Смещение свариваемых кромок

Для предотвращения оплавления обработанных поверхностей рекомендуется обрабатывать эти поверхности после сварки или удалять их от места сварки.

Сварные конструкции рассчитываются на прочность. Методика расчетов приведена в литературе [17].

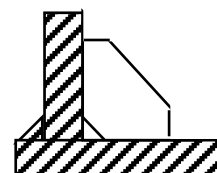


Рис. 79. Приваривание косынки

Контрольные вопросы и задания

1. Какие бывают станины и как они выполняются?
2. о технологических приемах соединения деталей сваркой. Плиты и рамы. Их назначение. Как они выполняются?
3. Расскажите о свариваемости сталей.
4. Какие швы применяются при сварке сталей?
5. Расскажите

14. Конструирование валов и осей

Общие правила конструирования. Конструкция вала или оси определяется особенностями крепления на них деталей.

Для посадки зубчатых колес, шкивов, муфт, подшипников и других деталей на валах предусматриваются цилиндрические или конические участки определенного диаметра и длины.

Для фиксации деталей на валах предусматриваются упорные буртики, проточки под пружинные кольца, резьбы для установки гаек.

Для передачи вращающего момента применяются шпоночные и шлицевые соединения.

При разработке конструкций валов и осей приходится учитывать условия прочностного и технологического характера, а также расход металла.

Прочностные условия конструирования. Диаметры валов и осей определяются расчетом на усталость. При этом учитывается концентрация напряжений в проточках, резьбе, канавках и других конструктивных элементах. Если вал имеет не большой запас усталостной прочности, то при его конструировании следует избегать концентраторов напряжений.

Сопряжение двух диаметров вала лучше оформлять в виде галтели по возможности большого диаметра (рис. 80,а). Чем больше радиус галтели, тем плавней сопряжение, тем

меньше концентрация напряжений. Заметно снижают концентрацию напряжений галтели с поднутрением (рис. 80,б).

Шпоночный паз, обработанный дисковой фрезой, создает меньшую концентрацию напряжений, чем шпоночный паз, образованный торцовой фрезой, хотя в последнем случае шпонка фиксируется более надежно.

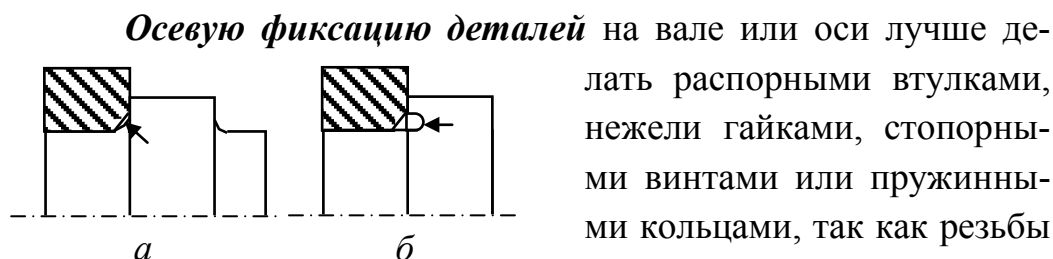


Рис. 80. Сопряжение поверхностей:

a – галтелью; *б* – поднутрением

Осевую фиксацию деталей на вале или оси лучше делать распорными втулками, нежели гайками, стопорными винтами или пружинными кольцами, так как резьбы под гайки, поперечные отверстия под винты и канавки под кольца увеличивают концентрацию напряжений в

соответствующих сечениях вала.

При конструировании оси следует стремиться, чтобы ось не вращалась. Известно, что ось воспринимает только изгибающие моменты. Если ось не вращается, т.е. не меняет своего положения в пространстве, то напряжения изгиба в ней не будут знакопеременными.

Приведенные рекомендации относятся к валам и осям, имеющим небольшой запас усталостной прочности. Если размеры вала или оси определяются из требований не усталостной прочности, а необходимой жесткости, то рекомендации можно не учитывать. В этих условиях главное внимание следует уделить улучшению технологичности вала.

Технологические условия конструирования. Технологией сборки узла к конструкции вала предъявляется одно требование, заключающееся в том, что **при сборке каждая деталь должна проходить до места посадки без натяга.**

Для выполнения этого правила следует пользоваться следующими рекомендациями.

При установке на вал с натягом нескольких деталей с одной стороны вал должен быть ступенчатым. При этом диаметр ступенчатых участков должен убывать к концу вала.

Недопустимо, чтобы через некоторый ступенчатый участок при сборке проходили с натягом другие детали. Если при сборке через участок вала проходит несколько деталей с натягом, то они деформируют этот участок вала и изменяют условия сопряжения с деталью, предназначенной для этого места.

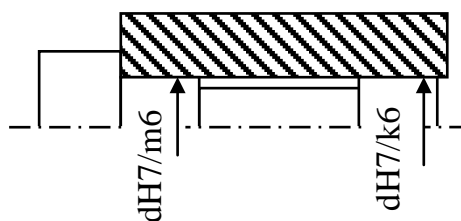


Рис. 81. Соединение вала с длинной деталью

Если на валу установлена одна длинная деталь, то выполнение разных диаметров вала нежелательно (рис. 81). В результате неизбежной несоосности обеих шеек вала и отверстий детали сборка становится затруднительной. В этом случае обе шейки

вала надо сделать одинакового диаметра, а натяг ослабить на первой по направлению сборки шейке.

Трудоемкость изготовления валов и осей должна быть минимальной. Валы и оси могут быть гладкие и ступенчатые. Изготовление гладких валов и осей значительно проще, чем ступенчатых. Везде, где это возможно валы надо делать гладкими. Недостаток гладких валов заключается в том, что при назначении посадок приходится использовать систему вала, а также трудно обеспечить посадку с гарантированным натягом, если деталь расположена на некотором расстоянии от конца вала.

Чтобы не увеличивать количество используемых резцов, радиусы галтелей и углы фасок на одном валу должны быть по возможности одинаковые.

Для выхода резьбонарезного инструмента и шлифовального круга в конструкции вала должны предусматриваться проточки. Ширину проточек тоже желательно делать одного размера, что позволит обрабатывать их одним канавочным резцом.

Если по длине вала имеется несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования они должны обрабатываться с одной установки на одной образующей вала и иметь одинаковую ширину.

Поперечные отверстия на валах (если они необходимы) должны быть цилиндрическими или овальными.

Продольные пазы на шлифованной поверхности нежелательны, так как они затрудняют сохранение геометрической формы вала на шлифованном участке.

Для удобства сборки и притупления острых кромок на торцах и уступах валов делаются фаски. Величина фасок принимается из стандартного ряда чисел (0,4; 0,6; 1,0; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0 мм).

Расход металла. Для уменьшения расхода металла и снижения трудоемкости обработки величина перепадов диаметров ступеней вала должна быть минимальной. Диаметры посадочных участков вала должны быть стандартными. Призматическую шпонку после ее посадки в паз вала вынимать нежелательно, поэтому перепад диаметров должен быть такой, чтобы шпонка не препятствовала проходу других деталей при сборке.

Сегментные шпонки легко вставляются и вынимаются. Их применение позволяет несколько уменьшить перепад диаметров.

Перепад диаметров можно уменьшить применением упорных колец.

Использование узкого кольцевого буртика в середине вала нежелательно. Везде, где это возможно, узкие буртики следует заменять пружинными кольцами или разъемными врезными кольцами.

Металлоемкость вала понижается при выполнении его пустотелым из трубы.

Библиографический список

1. **Автономов В.Н.** Создание современной техники. Основы теории и практики. М.: Машиностроение, 1991. – 304 с.
2. **Назаров И.В., Аржанухин С.В., Верб М.С.** и др. Философия. – Екатеринбург, УГЛТУ, 2001. – 347 с.
3. **Глебов И.Т., Глухих В.В., Назаров И.В.** Научно-техническое творчество. – Екатеринбург, УГЛТУ, 2002. – 264 с.
4. **Таленс Я.Ф.** Работа конструктора. – Л.: Машиностроение, 1987. – 255 с.
5. **Дитрих Я.** Проектирование и конструирование: Системный подход. – М.: Мир, 1981. – 454 с.
6. **Орлов П.И.** Основы конструирования: Справочно-методическое пособие в двух книгах. Книга 1. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
7. **Зайчик М.И. и др.** Проектирование и расчет специальных лесных машин. – М.: Лесн. пром-сть, 1976. – 208 с.
8. **Гоберман В.А., Гоберман Л.А.** Технология научных исследований – методы, модели, оценки. – М.: МГУЛ, 2002. – 390 с.
9. **Глебов И.Т.** Методы поиска технических решений в учебном проектировании. – Екатеринбург, УГЛТА, 1998. – 135 с.
10. **Любченко В.И., Дружков Г.Ф.** Станки и инструменты мебельного производства. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 360 с.
11. **Санев В.И., Оборин Л.А.** Проектирование деревообрабатывающих машин. – Ленинград, ЛТА, 1984. – 82 с.
12. **Кистер Я.Я.** Разработка кинематических схем деревообрабатывающих станков. – Екатеринбург, УГЛТА, 1999. – 31 с.
13. **Муха Т.И., Януш Б.В., Цупиков А.П.** Приводы машин: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1975. – 314 с.
14. **Юрьев Ю.И.** Основы проектирования деревообрабатывающих станков. – Архангельск, АЛТИ, 1971. – 216 с.
15. **Дунаев П.Ф.** Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 1970. – 368 с.

16. **Пижурин А.А.** Электрооборудование и электроснабжение лесопромышленных и деревообрабатывающих предприятий. – М.: Лесн. пром-сть, 1987. – 296 с.
17. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машино-строителя. В 3-х т. Т. 1 – М.: Машиностроение, 1992. – 816 с. Т. 2 – М.: Машиностроение, 1992. – 557 с. Т. 3 – М.: Машиностроение, 1992. – 572 с.
18. **Головач А.Ф.** Электросиловое оборудование деревообрабатывающих предприятий. – М.–Л.: Гослесбумиздат, 1960. – 307 с.
19. **Пижурин А.А., Алексин М.В., Яковенко В.А. и др.** Справочник электрика деревообрабатывающего предприятия. – М.: МГУЛ, 2002. – 340 с.
20. **Кистер Я.Я.** Проектирование деревообрабатывающего оборудования: Методические указания к выполнению курсового проекта для студентов специальности 170402. – Екатеринбург, УГЛТА, 1994. – 44 с.
21. **Свешников В.К., Усов А.А.** Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1982. – 464 с.
22. **Лейкин И.С.** Наладка и эксплуатация гидро- и пневмосистем деревообрабатывающего оборудования. – М.: Лесн. пром-сть, 1985. – 96 с.
23. **Бавельский М.Д., Девятков С.И.** Справочник по пневмоприводу и пневмоавтоматике деревообрабатывающего оборудования. – М.: Лесн. пром-сть, 1983. – 168 с.
24. **Половинкин А.И.** Основы инженерного творчества – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с
25. **Грубе А.Э., Санев В.И.** Основы теории и расчета деревообрабатывающих станков, машин и автоматических линий. – М.: Лесн. пром-сть, 1973. – 384 с.
26. **Манжос Ф.М.** Дереворежущие станки. – М.: Лесн. пром-сть, 1974. – 456 с.
27. **Борисов В.И.** Общая методология конструирования машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 120 с.
28. **Барташев Л.В.** Конструктор и экономика. – М.: Экономика, 1977. – 223 с.
29. **Маковский Н.В.** Проектирование деревообрабатывающих машин. – М.: Лесн. пром-сть, 1982. – 304 с.
30. **Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.** Справочник по сопротивлению материалов – Киев: Наук думка, 1989. – 736 с.
31. **Сорокин В.Г., Волосникова А.В., Вяткин С.А.** Марочник сталей и сплавов. Справочник. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.

32. **Глебов И.Т., Новоселов В.Г., Швамм Л.Г.** Справочник по резанию древесины. – Екатеринбург: УГЛТА, 1999. – 191 с.

33. **Глебов И.Т.** Резание древесины. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2001. – 151 с.

34. **Перель Л.Я., Филатов А.А.** Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник – М.: Машиностроение, 1992. – 608с.

35. **Белкин И.М.** Допуски и посадки (Основные нормы взаимозаменяемости). – М.: Машиностроение, 1992. – 528 с.

35. **Чернилевский Д.В.** Основы проектирования машин. – М.: УМИИЦ Учебн. лит-ра, 1998. – 472 с.

36. Теория и конструкции деревообрабатывающих машин/Н.В. Маковский, В.В. Амалицкий, Г.А. Комаров и др. – М.: Лесн. пром-сть, 1975. – 528 с.

37. **Соболь И.М., Статников Р.Б.** Наилучшие решения – как их искать. – М.: Знание, 1982. – 50 с.

38. **Соболь И.М., Статников Р.Б.** Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 52 с.

39.

Оглавление

Предисловие.....	3
Введение.....	4
Глава 1. Методология проектирования.....	6
1. Техническая система.....	6
1.1. Генезис теории проектирования.....	6
1.2. Понятие технической системы.....	8
1.3. Типы технических систем.....	9
1.4. Жизненный цикл образцов технических систем.....	10
1.5. Техническая среда.....	11
1.6. Эволюция технических систем.....	13
1.7. Проектное управление.....	15
1.8. Инженерно-кибернетическая методология проектирования.....	16
2. Порядок выполнения проектных работ.....	18
2.1. Стадии проектирования.....	18
2.2. Приемы проектирования.....	20
2.3. Проектирование и конструирование.....	23
2.4. Методы конструирования.....	24
2.5. Приемы подготовки вариантов проектных решений.....	26
2.6. Факторы, учитываемые при анализе и синтезе...	30
2.6.1. Общие требования к изделию.....	30
2.6.2. Выбор прогрессивного технологического процесса.....	31

2.6.3. Кратность заготовок.....	33
2.6.4. Дифференциация и концентрация операций.....	33
2.6.5. Выбор структурной схемы станка.....	34
2.6.6. Выбор способа базирования.....	34
2.7. Выбор лучших вариантов.....	35
 Глава 2. Схемы и приводы станков.....	 37
3. Разработка технологической схемы станка.....	37
3.1. Производительность станка.....	37
3.2. Подготовка вариантов обработки детали.....	43
3.3. Оформление технологической схемы станка.....	45
	46
4. Кинематические схемы.....	46
4.1. Основные понятия и определения.....	49
4.2. Правила выполнения кинематических схем.....	
4.3. Методика разработки кинематической схемы станка.....	51
4.3.1. Общие принципы разработки схемы.....	52
4.3.2. Факторы, определяющие структуру кинематических цепей.....	54
4.3.3. Порядок разработки кинематической схемы.....	55
	55
5. Выбор типа привода.....	61
5.1. Электродвигательный привод.....	62
5.1.1. Асинхронные электродвигатели.....	62
5.1.2. Основы динамики привода.....	66
	229

5.1.3. Приведение статического момента и сил к валу двигателя.....	68
5.1.4. Пуск и останов привода.....	73
5.1.5. Примеры расчета приводов.....	75
5.1.6. Регулируемые двигатели постоянного тока	81
5.1.7. Привод механизмов главного движения....	82
5.1.8. Привод механизмов подачи.....	83
5.2. Гидравлический привод.....	87
5.2.1. Насосная установка.....	87
5.2.2. Гидродвигатели.....	89
5.2.3. Направляющие и контрольно-регулирующие гидроаппараты.....	93
5.2.4. Изображение гидравлических схем.....	96
5.2.5. Гидросистема торцовочного станка ЦКБ-40.....	99
5.3. Пневматический привод.....	101
5.3.1. Пневмоцилиндры.....	101
5.3.2. Диафрагменные пневматические механизмы.....	103
5.3.3. Пневматические камерные механизмы.....	104
5.3.4. Аппараты для подготовки воздуха.....	106
5.3.5. Выполнение пневматической схемы.....	108
Глава 3. Компоновка общих видов и функциональных узлов	109
6. Методология конструирования машин.....	109
6.1. Увеличение производительности.....	110

6.2. Повышение точности.....	111
6.3. Повышение надежности.....	115
6.4. Технологичность конструкции.....	117
6.5. Снижение массы машины.....	121
6.6. Обеспечение художественно-эстетического внешнего ви- да.....	123
6.7. Безопасность работы машин.....	125
6.8. Прочие принципы конструирования.....	125
7. Компоновка машины.....	126
7.1. Общие правила компоновки.....	126
7.2. Типовые варианты компоновок.....	128
7.3. Составление эскизных вариантов компоновок...	130
8. Компоновка валов и шпинделей.....	132
8.1. Общие положения.....	132
8.2. Расчет валов и шпинделей.....	134
8.2.1. Напряжения в валах.....	134
8.2.2. Предел выносливости сталей.....	135
8.2.3. Запас прочности валов.....	136
8.2.4. Давления внешних сил на вал.....	139
8.2.5. Расчет вала на прочность.....	141
8.2.6. Алгоритм проверочного расчета вала.....	142
8.2.7. Расчет геометрической точности шпинделя.....	143
8.2.8. Комплексный расчет шпинделя.....	146
	231

8.3. Расчет клиновых и поликлиновых передач	156
8.4. Конструирование подшипниковых узлов	161
8.5. Смазка подшипников	167
8.5.1. Смазывающие материалы	1641
8.5.2. Выбор типа смазки	68
8.5.3. Устройства для смазки	169
	170
8.6. Окончательное конструирование валов	173
8.6.1. Конструирование по условию прочности	173
8.6.2. Учет технологии изготовления и сборки ...	174
8.6.3. Учет металлоемкости конструкции	176
9. Допуски и посадки	177
9.1. Общие сведения	177
9.2. Расчет допуска качества	179
9.3. Размерные цепи	180
10. Компоновка механизмов подач	191
10.1. Общие правила конструирования	191
10.2 Конструирование механизмов подач	193
10.2.1. Общие сведения	193
10.2.2. Базирующие устройства	194
10.2.3. Типы механизмов подач	197
10.3. Расчет вальцовых механизмов подач	200
10.3.1. Постановка задачи	200
10.3.2. Метод решения	201

10.3.3. Математическая модель задачи	202
10.3.4. Подготовка исходных данных	207
Глава 4. Конструирование узлов и деталей	210
11. Конструирование и расчеты суппортов	210
11.1. Назначение суппортов	210
11.2. Направляющие суппорта	210
11.3. Расчет суппортов	212
12. Базовые элементы станков	215
13. Проектирование сварных узлов	218
13.1. Свариваемость сталей	218
13.2. Швы сварных соединений	218
13.3. Технологичность сварных соединений	219
13.4. Конструирование валов и осей	221
Библиографический список	225
Предметный указатель	

Иван Тихонович Глебов

Проектирование деревообрабатывающего оборудования

Редактор Е.Л. Михайлова

Подписано в печать	Печать офсетная	Формат 60 x 84 1/16
Бумага тип. №1	Тираж 300 экз.	Уч.– изд. л. 10,5
Усл. печ. л. 9,35		С№3. Заказ

Уральский государственный лесотехнический университет
620032, Екатеринбург, Сибирский тракт, 37.

Размножено с готового оригинал-макета в типографии УрО РАН.
620032, Екатеринбург, ГСП-169, ул. С. Ковалевской, 18